

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ**  
**імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2019 р.

**Магістерська дисертація**

**на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Підвищення ефективності систем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів та додаткових джерел енергії

Виконав: студент II курсу, групи ТП – 71 мн

\_\_\_\_\_ Місюра Тимофій Олексійович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник \_\_\_\_\_ проф., д. т. н. Безродний М. К.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант з мат. моделювання \_\_\_\_\_ к.т.н. Соломаха А.С.

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2019 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

Спеціалізація «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис) (ініціали, прізвище)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ  
на магістерську дисертацію студенту  
Місюрі Тимофію Олексійовичу**  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Підвищення ефективності систем тепlopостачання на базі повітряних теплових насосів та додаткових джерел енергії,  
науковий керівник дисертації \_\_\_\_\_ проф., д. т. н. Безродний М. К.,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін подання студентом дисертації 16.05.2019 р.

3. Об'єкт дослідження Тепlopостачання житлових та виробничих приміщень за допомогою повітряних теплових насосів з додатковою утилізацією низькопотенційної теплоти

4. Предмет дослідження Аналіз термодинамічної ефективності повітряних теплонасосних систем тепlopостачання з різними додатковими джерелами теплоти: опалення, вентиляція та кондиціювання повітря у відповідно холодний та теплий періоди року; знаходження оптимальних умов та режимів роботи установок та їх порівняння

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Проаналізувати сучасний стан систем тепlopостачання на базі теплових насосів та шляхи підвищення їх енергоефективності; оцінити ефективність повітряних теплонасосних схем з різними додатковими джерелами теплоти; дослідити розподіл повітря в приміщенні об'єкта з однією з комбінованих теплонасосних схем

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Схеми принципів повітряних теплонасосних установок з різними додатковими джерелами теплоти. Графіки порівняння різних схем. Графіки порівняння комбінованих теплонасосних

схем с базовими (без додаткової утилізації теплоти). Графіки залежностей параметрів систем та їх термодинамічної ефективності від температури зовнішнього атмосферного повітря та інших факторів

7. Орієнтовний перелік публікацій Стаття у журналі «Енергетика економіка, технології, екологія» - 1 шт. Стаття у журналі «East European Scientific Journal» - 1 шт. Стаття у журналі «Наукові вісті КПП» - 1 шт. Тези доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях – 9 шт.

8. Консультанти розділів дисертації\*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Соломаха А.С., доцент		

9. Дата видачі завдання 02.09.18

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Отримання завдання	02.09.18	
2.	Літературний огляд	05.09.18 – 21.09.18	
3.	Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем теплопостачання з різними джерелами теплоти	22.09.18 – 11.12.18	
4.	Порівняльний аналіз різних схем	12.12.18– 24.02.19	
5.	Порівняння базової схеми із найбільш ефективною	25.02.19– 25.03.19	
6.	Дослідження розподілу повітря в приміщенні об'єкта з однією з комбінованих теплонасосних схем	26.03.19– 15.05.19	
7.	Оформлення та подання дисертації	16.05.19	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Т.О. Місюра  
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

\_\_\_\_\_ (підпис)

М.К. Безродний  
(ініціали, прізвище)

**АНОТАЦІЯ**

\* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

Магістерська дисертація на тему «Підвищення ефективності систем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів та додаткових джерел енергії»: 108 с., 32 рис., 24 табл., 2 додатки, 22 джерела.

Об'єкт дослідження – теплопостачання житлових та виробничих приміщень за допомогою повітряних теплових насосів з додатковою утилізацією низькопотенційної теплоти.

Мета роботи – аналіз термодинамічної ефективності повітряних теплонасосних систем теплопостачання з різними додатковими джерелами теплоти: опалення та вентиляція у холодний період року; знаходження оптимальних умов та режимів роботи установок та їх порівняння.

Наведені результати літературного пошуку сучасного стану систем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів та шляхів підвищення їх енергоефективності в світі та в Україні. Розроблено три схеми повітряних теплонасосних систем теплопостачання з різними низькопотенційними джерелами теплоти та проведено оцінку їх термодинамічної ефективності. Наведено порівняльний аналіз термодинамічної ефективності даних схем та визначено найбільш ефективну теплонасосну схему.

Проведено розрахунок теплопостачання реального соціального об'єкта із застосуванням однієї з теплонасосних схем опалення та вентиляції в залежності від параметрів навколишнього середовища. Розраховано необхідну кількість повітряних теплових насосів та визначено режими їх роботи.

Виконано моделювання роботи припливно-витяжної системи вентиляції в одному з приміщень обраного соціального об'єкта. За результатами дослідження встановлено найбільш ефективну конфігурацію підводу та видалення вентиляційного повітря.

Ключові слова: повітряний тепловий насос, опалення, вентиляція, термодинамічна ефективність, стічні води, сонячний колектор, теплонасосно-рекуператорна схема, сумарні питомі затрати зовнішньої енергії, розподільча решітка.

## АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Повышение эффективности систем теплоснабжения на базе воздушных тепловых насосов и дополнительных источников энергии»: 108 с., 32 рис., 24 табл., 2 приложения, 22 источника.

Объект исследования – теплоснабжение жилых и производственных помещений с помощью воздушных тепловых насосов с дополнительной утилизацией низкопотенциальной теплоты.

Цель работы – анализ термодинамической эффективности воздушных теплонасосных систем теплоснабжения с различными дополнительными источниками теплоты: отопление и вентиляция в холодный период года; нахождение оптимальных условий и режимов работы установок и их сравнения.

Приведенные результаты литературного поиска современного состояния систем теплоснабжения на базе воздушных тепловых насосов и путей повышения их энергоэффективности в мире и в Украине. Разработано три схемы воздушных теплонасосных систем теплоснабжения с различными низкопотенциальными источниками теплоты и проведено оценку их термодинамической эффективности. Приведен сравнительный анализ термодинамической эффективности данных схем и определена наиболее эффективная теплонасосная схема.

Проведен расчет теплоснабжения реального социального объекта с применением одной из теплонасосных схем отопления и вентиляции в зависимости от параметров окружающей среды. Рассчитано необходимое количество воздушных тепловых насосов и определены режимы их работы.

Выполнено моделирование работы приточно-вытяжной системы вентиляции в одном из помещений рассматриваемого социального объекта. По результатам исследования установлена наиболее эффективная конфигурация подвода и удаления вентиляционного воздуха.

Ключевые слова: воздушный тепловой насос, отопление, вентиляция, термодинамическая эффективность, сточные воды, солнечный коллектор, теплонасосно-рекуператорная схема, суммарные удельные затраты внешней энергии, распределительная решетка.

## ANNOTATION

Master's thesis on the topic "Improving the efficiency of heat supply systems based on air heat pumps and additional energy sources": 108 p., 32 fig., 24 tables, 2 annexes, 22 sources.

The object of study – the heat supply of residential and industrial premises using air heat pumps with additional utilization of low-potential heat.

The purpose of the work – analysis of the thermodynamic efficiency of air heat pump systems with various additional sources of heat: heating and ventilation in the cold period of the year; finding the optimal conditions and operating modes of installations and their comparison.

The results of the literary search of the current state of heat supply systems based on air heat pumps and ways of their energy efficiency improvement in the world and in Ukraine are given in the thesis. Three schemes of air heat pump heating systems with various low-potential heat sources have been developed and their thermodynamic efficiency has been evaluated. A comparative analysis of the thermodynamic efficiency of these schemes is given, and the most efficient heat pump scheme is determined.

The calculation of the heat supply of a real social object using one of the heat pump heating and ventilation schemes depending on the environmental parameters is carried out. The required number of air heat pumps has been calculated and the modes of their operation have been determined.

The modeling of the supply and exhaust ventilation system was performed in one of the premises of the chosen social object. According to the results of the study, the most effective configuration of the supply and exhaust of ventilation air was established.

Keywords: air heat pump, heating, ventilation, thermodynamic efficiency, wastewater, solar collector, heat pump-recuperator scheme, total specific load of external energy, distribution grid.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ.....	8
ВСТУП.....	10
1 СУЧАСНИЙ СТАН СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ ПОВІТРЯНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ.....	13
1.1 Сучасний стан теплонасосних систем теплопостачання у світі.....	13
1.2 Сфери раціонального використання теплових насосів в Україні.....	17
1.3 Застосування повітряних теплонасосних систем в Україні.....	21
1.4 Напрями удосконалення повітряних теплонасосних систем.....	23
1.5 Висновки до розділу. Визначення напрямлення подальших досліджень.....	29
2 ОЦІНКА ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З РІЗНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛОТИ.....	31
2.1 Термодинамічна ефективність утилізації теплоти стічних вод у теплонасосній схемі опалення та вентиляції.....	31
2.2 Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії.....	42
2.3 Ефективність теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря.....	52
2.4 Порівняння теплонасосних схем за питомими показниками. Висновки до розділу.....	62
3 ПРИКЛАД ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ РЕАЛЬНОГО СОЦІАЛЬНОГО ОБ’ЄКТА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ОДНІЄЇ З ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ.....	64
3.1 Характеристика об’єкта.....	64
3.2 Результати розрахунків теплових втрат приміщень.....	65
3.3 Вибір моделі теплового насоса.....	66
3.4 Розрахунок зовнішніх затрат енергії на теплонасосно-рекуператорну систему теплопостачання.....	69
3.5 Розрахунок необхідної кількості теплових насосів та визначення режимів їх роботи.....	71
3.6 Висновки до розділу.....	76
4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ В АКТОВОМУ ЗАЛІ ШКОЛИ ЗА ДОПОМОГОЮ SOLIDWORKS .....	77
4.1 Схема із трьома розподільчими решітками за верхнього підведення та відведення вентиляційного повітря.....	78
4.2 Схема із десятьма розподільчими решітками за верхнього підведення та відведення вентиляційного повітря.....	80

4.3	Схема із дванадцятьма розподільчими решітками за верхнього підведення та відведення вентиляційного повітря.....	82
4.4	Висновки до розділу.....	83
5	СТАРТАП – ПРОЕКТ.....	84
5.1	Резюме проекту.....	84
5.2	Канва моделі стартап-проекту.....	85
5.3	Організація проекту.....	86
5.4	Ключові види діяльності проекту.....	86
5.5	Ціннісні пропозиції та споживачі.....	89
5.6	Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту.....	92
5.7	Обґрунтування ресурсів та витрат проекту.....	93
5.8	План робіт та партнери стартап-проекту.....	95
5.9	Грошовий потік та економічна оцінка стартап-проекту.....	96
5.10	Висновки.....	99
	ВИСНОВКИ.....	100
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	102
	ДОДАТОК А. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ .....	104
	ДОДАТОК Б. СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ.....	105



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

### Умовні позначення

$h$  – ентальпія;

$G$  – масова витрата;

$t, T$  – температура;

$G$  – масова витрата;

$K$  – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря, кратність струму;

$\varphi$  – коефіцієнт трансформації теплового насосу;

$Q$  – тепловий потік, теплове навантаження, тепла потужність;

$L$  – електрична потужність, відстань;

$\varepsilon$  – холодильний коефіцієнт;

$c$  – теплоємність;

$\rho$  – густина;

$F, S$  – площа;

$V$  – об'ємна витрата повітря;

$m$  – масова витрата;

$a$  – довжина;

$b$  – ширина;

$c$  – висота;

$w$  – швидкість;

$\tau$  – час;

$N$  – кількість.

### Індекси

Нижні:

$zag$  – загальний;

$v, vap$  – випарник;

$k, con$  – конденсатор;

$kz$  – камера змішування, коротке замикання;

$vidx$  – відхідний;

*рец* – рециркуляція;  
*вол* – волога;  
*сп* – сухе повітря;  
*вод* – вода;  
*пов* – повітря;  
*сх* – схема;  
*хол* – холодильний;  
*сум* – суміш;  
*р* – рециркуляційний;  
*δ* – дійсний;  
*п* – приміщення;  
*сум.пр.* – суміжні приміщення;  
*φ* – фаза;  
*н* – нульовий;  
*ном* – номінальний;  
*N* – кількість.

Верхні:

*тн* – тепловий насос.

### **Скорочення**

ТН – тепловий насос;  
 ТНС – теплонасосна система;  
 ТНУ – теплонасосна установка;  
 СКП – системи кондиціювання повітря;  
 ККД – коефіцієнт корисної дії;  
 КЗ – камера змішування, коротке замикання;  
 ПЕОМ – персональна електронно-обчислювальна машина;  
 ПУЕ – правила та умови експлуатації;  
 ПЛАС – план локалізації та ліквідації аварійної ситуації;  
 СО – система оповіщення.

## ВСТУП

Теплонасосні установки (ТНУ), які використовують відновлювані природні джерела енергії та низькотемпературні вторинні енергоресурси для перетворення в енергію, що придатна для практичного використання, широко застосовуються в усьому світі. Енергетична значимість доцільності їх впровадження безперечно доведена досвідом експлуатації десятків мільйонів установок різного функціонального призначення. При цьому більш ніж 75 % ТНУ працюють в системах тепlopостачання об'єктів житлово-комунального господарства [1], економлячи у великій кількості дефіцитне і коштовне органічне паливо, знижуючи забруднення навколишнього середовища продуктами згоряння і покращуючи умови життя та побуту населення.

За останні роки переваги теплонасосних технологій виробництва теплоти і актуальність їх застосування в різних сферах економіки стали предметом активних дискусій на багатьох тематичних конференціях, а також на сторінках наукових журналів. На ринок України спрямувалась численна кількість світових компаній-виробників теплонасосної техніки. Однак, впровадження теплових насосів в економіку нашої країни відбувається досить повільно і з великими труднощами. Якщо в передових країнах світу успішно працюють мільйони теплонасосних установок, то в Україні кількість даної техніки оцінюється числом меншим на декілька порядків. І основним споживачем теплонасосної технології в найближчі роки, вочевидь, буде саме житлово-комунальне господарство України, яке, являючись важливою соціальною галуззю економіки і споживаючи більш ніж 30 % паливно-енергетичних ресурсів, у той самий час є найбільш енергетично марнотратним, з цілим рядом все більш загострених проблем. Середня витрата теплової енергії в даному господарстві складає більше 600 кВт·год/год на 1 м<sup>2</sup> опалюваних приміщень, що в 4 – 5 разів перевищує аналогічні показники таких «холодних» країн як Фінляндія або Швеція [2]. Фізично та морально застаріле обладнання провокує надлишкові енергозатрати і великі втрати теплоти при транспортуванні та у споживача, які приводять до необґрунтованого подорожчання комунальних тарифів і послуг та викликають не бажану соціальну напругу в суспільстві. І якщо раніше ці проблеми нівелювались низькою вартістю енергетичних ресурсів, то сьогоднішнє безперервне зростання цін на газ, нафту, вугілля роблять не тільки актуальним, але життєво необхідним пошук нових альтернативних джерел енергії для комунальної енергетики. Широкомасштабне впровадження теплонасосних технологій одна із найбільш перспективних альтернатив традиційним теплогенераторам.

Варто наголосити, що теплонасосна технологія отримання теплоти, завдяки високій енергетичній ефективності, дозволяє не тільки зменшити затрати коштовних традиційних видів палива, але і значно знизити забруднення навколишнього середовища та вирішити актуальні сучасні соціальні проблеми. Також відомо, що ТНУ багатофункціональні (одночасно здатні генерувати теплоту і холод), мобільні, універсальні за потужністю, що виробляється, та видами низькопотенційних джерел теплоти, надійні в експлуатації і легко піддаються автоматизації.

На жаль, в Україні існує ряд обставин, які викликали її значне відставання у впровадженні теплових насосів на державному рівні. Серед головних причин, які обумовили даний стан, можна виділити наступні [2]:

1. Розвиток теплоенергетики в Україні, як частини колишнього СРСР, проходив шляхом теплофікації та централізованого теплопостачання. Враховуючи, що близько 40 % населення України мешкає в зонах використання децентралізованого теплопостачання, розумне поєднання централізованого теплопостачання на базі ТЕЦ і децентралізованого з використанням теплових насосів є оптимальним варіантом реалізації політики енергозбереження в даній сфері. При цьому теплові насоси призначені для використання в децентралізованих системах теплопостачання (без протяжних, дорогих теплових мереж), коли тепла енергія генерується поблизу від споживача, а паливо для отримання електроенергії спалюється на електростанціях за межами міст і населених пунктів.

2. Низькі ціни на газоподібне паливо до розпаду СРСР і, як наслідок, високе відношення ціни на електроенергію, що використовується в тепловому насосі, до ціни на паливо, яке спалюється в традиційних теплогенераторах, не стимулювали впровадження відносно дорогих енергозберігаючих технологій взагалі та теплонасосних систем зокрема. Сьогодні ситуація значною мірою змінюється. Ціни на енергоносії в світі постійно ростуть, причому ріст цін на органічне паливо випереджає ріст цін на електроенергію, і дана тенденція в майбутньому буде тільки посилюватись. У зв'язку з цим вітчизняному споживачу слід серйозно задуматись, чи не краще замість відносно дешевого газового котла встановити більш дорогий, але більш перспективних тепловий насос на опалення та гаряче водопостачання?

3. Відсутність підтримки по впровадженню теплових насосів з боку держави. Впровадження теплових насосів в усіх країнах світу проходило та проходить за безпосередньої підтримки держави. Адже саме держава в першу чергу повинна бути зацікавленою в зменшенні затрат органічного палива на одиницю ВВП, а отже, і в стимулюванні впровадження теплонасосної технології. Для цього вводяться пільги та субсидії як покупцям, так і виробникам теплонасосної техніки.

4. Новизна екзотичної і відносно недешевої теплонасосної техніки не є звичною не тільки для рядових споживачів, але часто і для спеціалістів. Відсутність парку діючих демонстраційних зразків теплонасосних установок не сприяє об'єктивному сприйняттю їх переваг у вітчизняного споживача. Аналіз ситуації в економіці України та в її низькоефективному житлово-комунальному господарстві демонструє наявність колосальних невикористаних потенційних можливостей збереження коштовного органічного палива і зниження забруднення навколишнього середовища продуктами згоряння, а також покращення соціальних умов проживання населення, при впровадженні теплонасосної технології в сферах, де воно доцільно. Це, перш за все, системи опалення і гарячого водопостачання житлових, адміністративних та соціальних об'єктів, деякі технологічні процеси в промисловості та сільському господарстві.

Однак, із плином часу, ситуація в Україні, хоч і повільно, але змінюється в правильному напрямі. Кроки, що вселяють надію, були зроблені в 2009 році. Кабінетом Міністрів України в лютому 2009 року було прийнято розпорядження «Про заходи щодо впровадження теплових насосів у системи теплозабезпечення та гарячого водопостачання», на урядовому рівні було укладено договір з Японією і отримані інвестиції для цілеспрямованого вкладення у впровадження ТНУ [3]. На жаль, реальні впровадження демонстраційних проектів потребують матеріальної підтримки, а не паперових вказівок та розпоряджень. Тому, розуміючи перспективність теплонасосної технології, сьогодні багато великих промислових підприємств, не очікуючи допомоги від держави, приступають до впровадження проектів за власні кошти.

Відомо, що виробництво теплових насосів у світі підпорядковано конкретним потребам країн виробників. Тут мається на увазі не тільки кліматичні особливості різних країн, але і рівень будівельних технологій, що використовуються, і архітектурно-планувальних рішень об'єктів житлово-комунального господарства, і нові будівельні матеріали, і попит ринку, і навіть національні особливості. Тому за очевидною простотою пряме копіювання іноземних проектів або підбір обладнання не спеціалістами може не тільки привести до не оптимальних рішень, але і взагалі дискредитувати саму ідею впровадження теплонасосних технологій.

## **1. СУЧАСНИЙ СТАН СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ ПОВІТРЯНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ**

### **1.1 Сучасний стан теплонасосних систем теплопостачання у світі**

На сьогодні у світовій практиці використовується велике розмаїття теплових насосів, що відрізняються за принципом роботи (парокомпресійні, абсорбційні, термоелектричні), за типом приводу компресорів (електроприводи, двигуни внутрішнього згорання, парові або газові турбіни), за джерелом низькопотенційної теплоти, що утилізується, за комбінацією теплоносіїв – джерела низькопотенційної теплоти і холодної рідини (вода-вода, повітря-вода, ґрунт-вода) і за іншими ознаками. Найбільше розповсюдження отримали парокомпресійні теплові насоси з електричним приводом і сорбційні з тепловим приводом. Парокомпресійні установки доцільно застосовувати там, де вартість електроенергії невисока. Сорбційні машини вигідно використовувати, коли наявні низькотемпературні джерела теплоти (відпрацьований газ, вода, пара) або альтернативні джерела теплової енергії (сонячна енергія, геотермальні води, ґрунтова енергія). Темою даної роботи є питання застосування парокомпресійних теплових насосів.

Варто нагадати, що теплонасосною називають установку, яка перетворює низькопотенційну природну теплову енергію або теплоту вторинних низькотемпературних енергоресурсів в енергію більш високого температурного потенціалу, що вже придатна для практичного використання. Перетворення відбуваються в зворотньому термодинамічному циклі, і перенос енергії з нижнього температурного рівня на більш високий виконується за рахунок деякої кількості механічної (електричної) енергії, яка ззовні підводиться до компресора теплового насоса.

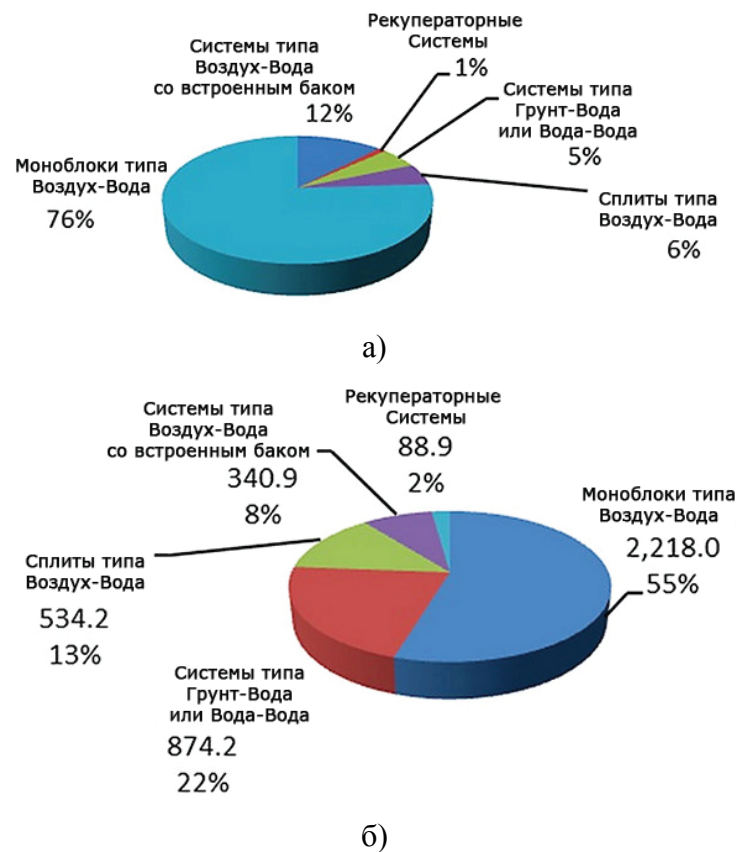
Головною умовою раціонального використання теплонасосних систем є вдале поєднання параметрів низькопотенційного джерела теплоти достатньої енергоемності і необхідних параметрів теплоносія у споживача.

Зручними джерелами низькопотенційної теплоти для застосування в теплових насосах вважаються атмосферне повітря, вода природніх водойм, ґрунт, ґрунтові води, а також джерела теплоти, що з'явилися в результаті людської діяльності, а саме: теплота після систем охолодження різноманітного технічного обладнання або технологічних процесів, теплота відпрацьованого повітря систем вентиляції тощо.

Отриману в результаті перетворень в тепловому насосі високопотенційну теплову енергію зазвичай застосовують для опалення і гарячого водопостачання житлових та

громадських будівель, у технологічних процесах сушки різних матеріалів, сировини, виробів, для створення оптимального мікроклімату в концертних залах і спортивних комплексах, для осушування вологих приміщень без їх охолодження і т.д.

Дослідження британського ринкового аналітика BSRIA показали, що за об'ємним показником світові продажі водяних теплових насосів зросли на 16% в 2017 році до приблизно 2,5 млн. систем [4]. За інформацією BSRIA вимоги до ефективності цих теплонасосних рішень, які безперервно посилюються, а також більш строгі будівельні норми і стандарти багато в чому надали підтримку даному сегменту ринку. На моноблочні теплові насоси типу «повітря-вода» припадає основний відсоток реалізації в 2017 році, викликаний, головним чином, попитом на китайському ринку. На рис. 1.1 зображено діаграми, які показують частки різних типів теплових насосів на світовому ринку за об'ємним показником та в грошовому вираженні [4].



а) за об'ємним показником; б) в грошовому вираженні

Рисунок 1.1 – Частки різних типів теплових насосів на світовому ринку

Аналіз показує, що більша частина енергетичних проблем, які пов'язані з отриманням і застосуванням теплоти в інтервалі температур 30 – 85 °С, може бути успішно вирішена за допомогою теплонасосних установок [2].

Однак, незважаючи на підтверджену досвідом експлуатації ефективність, застосування теплових насосів до теперішнього часу часто розглядається як рядовий енергозберігаючий захід, яких в енергетичних програмах безліч. Саме такої позиції притримується, наприклад, Міністерство енергетики та вугільної промисловості України. Насправді ж роль теплових насосів в теплопостачанні вища. Завдяки своїм технологічним і термодинамічним властивостям вони включають в сферу теплопостачання нові, раніше не задіяні зв'язки, дозволяючи тим самим уникнути ряд проблем, які без теплових насосів вирішити було б складно і дорого, а в окремих випадках неможливо. У цьому виявляються системні переваги теплових насосів у порівнянні з іншими джерелами теплоти.

Зупинимося коротко на найважливіших з цих переваг:

1. Можливість використання для теплопостачання теплових потоків низькопотенційних ВЕР і природної теплоти. Це значно розширює ресурсну базу теплопостачання, робить її менш залежною від постачання паливних ресурсів, що вельми важливо в умовах дефіциту і зростаючої вартості органічного палива. Одночасно утилізація низькопотенційної теплоти в промисловості створює хороші передумови для підвищення ефективності використання енергії на підприємствах, зниження собівартості продукції, що випускається, і зростання рентабельності. Наприклад, утилізація низькопотенційної теплоти в системах оборотного водопостачання підприємств дозволяє істотно знизити витрату живильної води і обсяг відведення стічних вод, більш економно витрачати електроенергію на вироблення стисненого повітря та ін. Утилізація теплоти міських стічних вод підвищує ефективність роботи міських очисних споруд і скорочує теплове забруднення водою.

2. Рациональне використання електроенергії в системах теплопостачання. До сих пір використання електроенергії з перетворенням її в теплоту сприймається енергетичною галуззю як нерациональне і збиткове. При цьому, як правило, посиляються на неефективність подвійної трансформації теплоти первинного палива в електроенергію і електроенергії в теплоту, а також на більш високі витрати на виробництво електроенергії в порівнянні з тепловою. Слід зауважити, що така позиція енергетичної галузі склалася в умовах, коли електроенергія використовувалася для виробництва теплоти безпосередньо, в різних електричних нагрівачах і котлах. За використання теплових насосів електроенергія споживається для трансформації теплоти з порівняно низькою температурою в теплоту з температурою мережі теплопостачання, тобто одночасно реалізується як тепла, так і механічна якість електроенергії, завдяки чому досягається економія первинного енергоресурсу. Електроенергія, яка використовується в тепловому насосі, заміщає високоякісне паливо: вугілля, природний газ і рідке паливо. Основний сенс економічного питання в застосуванні теплових насосів з електроприводом



полягає в правильній і об'єктивній оцінці ефективності такого заміщення як за витратою первинного енергоресурсу, так і за рівнем витрат взагалі. Розрахунки показують, що пропорції в даному розподілі складаються на користь теплових насосів.

3. Більш широке розуміння централізації теплопостачання. Застосування теплових насосів з електроприводом не скорочує централізацію теплопостачання, а переводить її на більш якісний рівень, властивий системам електропостачання. При цьому спрощується система регулювання подачі теплоти споживачам, від недосконалості якої в даний час втрачається до 20% теплоти, що споживається [5]. Істотний додатковий ефект може бути отриманий від теплових насосів, що працюють з акумуляторами теплоти і споживають електроенергію в період нічного провалу добового графіка електричного навантаження в енергосистемі. При цьому досягається економічна користь: для теплових насосів – за рахунок нижчої вартості електроенергії за нічним тарифом, а для енергосистеми – за рахунок зниження собівартості виробленої електроенергії при ущільненому графіку електричного навантаження. Досить ефективно теплові насоси можуть використовуватися безпосередньо в діючих теплофікаційних системах з ТЕЦ. Тут вони можуть застосовуватися для зниження температури зворотньої мережної води із забезпеченням додаткового вироблення електроенергії за економічним теплофікаційним циклом, а також в системах оборотного водопостачання для поліпшення роботи градирень.

4. Свобода вибору приводу для теплового насоса. Безперечно, електропривод є найбільш поширеним пристроєм, що зв'язує тепловий насос з енергосистемою безпосередньо. Однак в конкретних умовах міста в якості приводу для теплового насоса можуть застосовуватися детандер-генераторні установки, що використовують надлишковий тиск природного газу в газопостачальній системі, невеликі гідроенергетичні установки, що використовують надлишковий тиск води в системі міського водопостачання та водовідведення внаслідок різниці геодезичних відміток місцевості, вітроенергетичні установки, а також газотурбінні установки і двигуни внутрішнього згоряння. Останні мають певні переваги перед іншими видами приводу, оскільки дають можливість підігріву теплоносія після теплового насоса продуктами згоряння до температури, яка існує в місцевих системах теплопостачання. Перевага теплових насосів складається також і в тому, що вони можуть застосовуватися в комбінації з іншими нетрадиційними джерелами теплоти, такими як сонячні водонагрівачі, біоенергетичні установки, установки з переробки і спалювання твердих побутових відходів [5].

5. Можливість використовувати теплові насоси для регулювання структури паливоспоживання міста, регіону та країни в цілому. Справа в тому, що витрати на спалювання різних видів палива на електростанціях і в опалювальних котельнях сильно розрізняються.

Перехід з природного газу на тверде паливо в питомих величинах в опалювальних котельнях виявляється значно дорожчим, ніж на великих теплових електростанціях. Поки використовуються одні види палива (в умовах України – це природний газ та вугілля), вплив теплових насосів на структуру паливного балансу не суттєвий. Але варто тільки почати обмежувати постачання, наприклад, природного газу для великої енергетики, а для виробництва електроенергії почати використовувати інші види палива (включаючи ядерне), що цілком реально при дефіциті запасів природного газу і зростання його вартості, як теплові насоси стають регуляторами структури паливного балансу з отриманням додаткового системного ефекту в сфері паливопостачання.

Можна назвати й інші менш значущі переваги теплових насосів. Але й наведеного достатньо, щоб побачити: теплові насоси мають суттєві відмінності від традиційних джерел, які необхідно враховувати при їх економічному виборі.

## **1.2 Сфери раціонального використання теплових насосів в Україні**

Перш за все, варто зупинитись на умовах доцільності впровадження теплових насосів. Указані вище переваги теплових насосів, як джерел теплової енергії (висока енергетична ефективність, екологічна чистота, економія дефіцитного органічного палива, повна автоматизація процесу експлуатації), ще не обумовлюють абсолютну доцільність заміни ними традиційних способів виробництва теплоти.

Спрощений підхід до підбору низькотемпературних джерел теплоти, раціональної потужності теплових насосів, до вибору схемних рішень, до монтажу та сервісному обслуговуванню відносно дорогих теплонасосних систем може привести до зниження їх конкурентоспроможності і в уяві вітчизняного споживача привести до неправильного розуміння теплонасосної технології. Тому у кожному конкретному випадку саме на основі техніко-економічних розрахунків та аналізу різних варіантів можна правильно визначити доцільність впровадження та строк окупності конкретного типу теплонасосної системи в якості джерела теплоти для конкретного споживача.

Аналіз умов експлуатації теплових насосів типу «повітря-повітря» і «повітря-вода» в якості теплогенераторів для систем автономного опалення житлових та адміністративних будівель показує, що в кліматичних умовах півдня України такі установки можуть працювати ефективно та надійно. При створенні подібних систем найбільші труднощі зазвичай пов'язані з організацією розмерзання випарника теплового насоса за температури зовнішнього повітря

нижче 0 °C і за високої відносної вологості повітря, а також із забезпеченням заданої комфортної температури в приміщенні за нижчої температури теплоносія.

У адміністративних будівлях, наприклад, банках, офісах и т.п., де необхідно забезпечувати значне надходження свіжого повітря, теплові потужності, які споживають системи опалення та вентиляції, приблизно однакові. У традиційних схемах теплота, яка надходить на підігрівання припливного повітря, виводиться в атмосферу разом з повітрям, що видаляється. Цю теплоту можна утилізувати для підігріву припливного повітря. Подальше охолодження повітря, що видаляється, може відбуватись у випарнику теплового насоса або в рекуператорі теплонасосної системи теплопостачання. Схеми на основі теплоутилізаторів разом з тепловими насосами типу «повітря-повітря» в системах вентиляції будівель дозволяють не тільки забезпечувати їх цілорічне функціонування в кліматичних умовах України, але і економити до 65 % теплоти на підігрівання припливного повітря [2].

Практичний інтерес представляє схема модернізації індивідуальних теплових пунктів встановленням тут теплових насосів типу «повітря-вода». Обладнання багатьох пунктів застаріле морально і фізично. Встановлення теплових насосів дозволить відключити від споживача котельню для ремонтних та профілактичних робіт у літній період, забезпечуючи гарантоване гаряче водопостачання об'єктів. У окремих випадках теплонасосні установки, які встановлені на модернізованих теплових пунктах, можуть витіснити традиційне теплопостачання від котельнь на більш довгий період, особливо в регіонах з м'яким кліматом. Це дозволить значно скоротити потребу в паливних ресурсах і, зокрема, у постачанні та використанні природного газу.

У багатьох технологічних процесах виробництва, переробки та зберігання сільськогосподарської продукції традиційно використовуються роздільні схеми отримання теплоти та холоду в котельнях або автономних теплогенераторах і холодильних машинах відповідно. При цьому теплота конденсації в холодильних машинах часто розглядається як відходи виробництва, які в подальшому не використовуються та відводяться в навколишнє середовище, а спалювання органічного палива в малих автономних котельнях або теплогенераторах є, як правило, енергетично розтратливим та супроводжується забрудненням навколишнього середовища. Беручи до уваги, що сільське господарство є не тільки споживачем енергетичних ресурсів, але і в багатьох випадках джерелом низькопотенційної теплоти, впровадження тут високоефективних і екологічно чистих джерел теплопостачання на базі теплонасосних установок є особливо доцільним.

У світовій практиці існує багато прикладів вдалого застосування теплових насосів в технологічних процесах різноманітних галузей промисловості. Так, наприклад, у Канаді, у

штаті Онтаріо до 45 % сушарок деревини працюють за енергозберігаючим теплонасосним принципом, що дозволяє забезпечити 60 % економії енергії за одночасного підвищення якості сушіння цінної деревини. У Швейцарії на зерновому пункті в Нідергаслі сушіння кукурудзи за допомогою теплових насосів дозволило отримати чотириразову економію коштів у порівнянні з закупівлею та використанням рідкого палива в традиційних конвективних сушарках [2]. На рис. 1.2 зображено схему роботи та приклад реалізованої конвективної сушарки на базі повітряного теплового насоса.

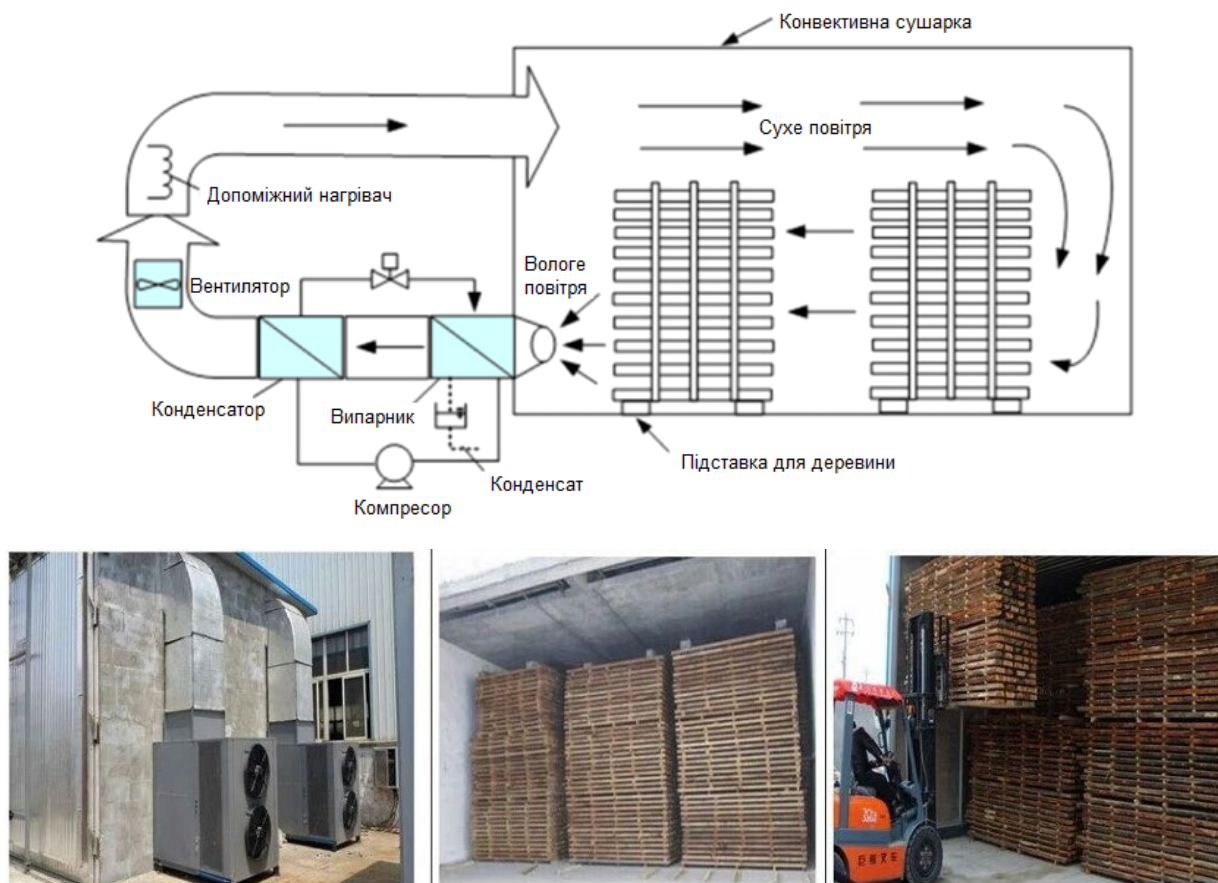


Рисунок 1.2 – Схема роботи та приклад реалізованої конвективної сушарки на базі повітряного теплового насоса

В умовах, коли споживання електроенергії і її вартість набувають все більшого значення, пошук технологій для зниження споживання електроенергії стає критично важливим, особливо в таких галузях, як видобуток корисних копалин, де, за оцінками, кількість гарячої води, що використовується, можливо, перевищує сукупну витрату гарячої води усіма готелями, технічними коледжами та університетами. Як правило, середнього розміру гірничо-металургійна група може використовувати більше 500 000 літрів підігрітої води в день [4].

Уміле застосування теплонасосної технології просто і ефективно знижує споживання електроенергії. Теплові насоси пропонують промисловим і комерційним споживачам електроенергії значні можливості для зниження витрат, пов'язаних з підігрівом води. Згідно з опитуванням, за замовленням Eskom, близько 580 ГВт електроенергії використовується щорічно для підігрівання води, яка використовується для санітарних цілей в комерційному та індустріальному секторах [4]. У південноафриканській гірничодобувній галузі одними з найбільших споживачів електроенергії є санітарно-побутові приміщення великих шахт і шахтарських селищ. У побутових приміщеннях шахтарів по всій країні споживається 10,6 млн літрів теплої води. Це відповідає середньому навантаженню 66,2 МВт, яке може бути зменшене за допомогою використання теплових насосів, які використовують менше енергії для забезпечення санітарних потреб [4]. Теплові насоси можуть забезпечувати душові ємності теплою водою щодня. Для кожного шахтаря потрібно близько 45 літрів гарячої води, нагрітої до 60 °C, кожен день. На це йде близько 4% всієї електроенергії, що споживається шахтами. У даний час у більшості випадків, в ємностях для зберігання теплої води встановлені електричні термоелементи. Одна така установка забезпечує теплою водою від 40 до 1000 співробітників. Ці термоелементи, як правило, встановлені або всередині резервуарів або ззовні труб, які подають теплу воду в резервуар для зберігання. Теплові насоси зможуть зменшити навантаження на такі великі водонагрівальні установки майже на 67%, особливо в шахтарських селищах. Зазвичай електричні водонагрівачі мають розмір, що дозволяє зігріти достатню кількість води до закінчення 12-годинної зміни. За температури вхідної води 15 °C необхідно 135 МВт для того, щоб зігріти 26,5 мегалітрів води до температури 60 °C, включаючи звичайні втрати на транспортування води. Використання теплових насосів для нагрівання такої кількості води дозволить заощадити 89 МВт електроенергії.

Під час спорудження сучасних спортивних комплексів, критих басейнів і катків, кінотеатрів і подібних об'єктів до 30 % капіталовкладень витрачається на системи вентиляції, кондиціонування, опалення та гарячого водопостачання, а затрати на їх експлуатацію досягають 60 – 80 % від загальних експлуатаційних затрат. Основні проблеми під час експлуатації подібних об'єктів пов'язані з необхідністю створення і підтримки оптимального термовологісного режиму, який, з одного боку, повинен відповідати санітарно-гігієнічним умовам, а з іншого боку, виключати конденсацію вологи на металевих і залізобетонних будівельних конструкціях, яка є причиною їх корозії та руйнування. Модернізація типової системи підтримки мікроклімату полягає в утилізації теплоти повітря, що видаляється, у спеціальному теплообміннику та установці теплового насоса на лінії рециркуляції витяжного повітря. Шляхом вибору режиму роботи теплового насоса і підбором характеристик

теплообмінника припливно-витяжного блока можна забезпечити утилізацію до 25 – 50 % теплоти витяжного вентиляційного повітря [6].

Теплові насоси можуть бути вигідні в економічному відношенні як системи охолодження, як для всієї будівлі, так і окремих її приміщень. Теплові насоси особливо корисні в готельній індустрії, де вони ефективно можуть замінити автономні системи кондиціювання повітря. У домашніх умовах для зниження температури внутрішніх приміщень охолоджене повітря може подаватися в порожнини стелі. Ця перевага теплового насоса повинна розглядатися як додаткова, але не основна його функція.

В умовах гострого дефіциту енергоносіїв пошук раціональних способів утилізації великої кількості скидної теплоти ТЕЦ є важливою задачею енергетики. Як показують техніко-економічні розрахунки, досягнення в створенні нових потужних теплонасосних установок з використанням відцентрових компресорів дозволяє сьогодні вирішити дану задачу. За допомогою великих теплонасосних установок тепловою потужністю до 20 – 30 Гкал/год можна повернути до 50 – 60 % теплоти скидної циркуляційної води конденсаторів турбін у теплову мережу. За рахунок цієї теплоти можна здійснювати підігрів живильної води, не витрачаючи додатково паливо, а також за рахунок зниження температури циркуляційної води покращити вакуум в конденсаторі турбіни та збільшити її потужність.

Теплонасосні технології можуть знайти більш широке застосування і в інших сферах теплопостачання, де наявна низькопотенційна теплота, яку важко утилізувати іншими способами. У теплових мережах за рахунок встановлення теплових насосів на зворотню магістраль можна збільшити кількість підключення споживачів, а знижуючи у випарниках теплових насосів температуру зворотньої води, можна зменшити теплові втрати при її транспортуванні.

### **1.3 Застосування повітряних теплонасосних систем в Україні**

У побутовому застосуванні теплового насоса найбільш привабливим є «безкоштовне» джерело теплоти для створення комфортних умов всередині приміщення. Очевидним джерелом являється повітря. Воно загальнодоступне та привернуло найбільшу увагу в масовому виробництві. У тих випадках, коли доступні вода або ґрунт, вони мають декілька переваг у порівнянні з повітрям.

Найбільше поширення отримали теплові насоси з повітрям у якості джерела теплоти з самого початку їх застосування в домашніх умовах. Зовнішнє повітря проходить через випарник, всередині якого циркулює робоче тіло. Подібним чином теплота відводиться від

конденсатора до повітря або води всередині приміщення. Як і в інших теплових насосах, усі компоненти можна зібрати в один агрегат або зробити установку роздільною, коли конденсатор знаходиться на значній відстані від випарника [7].

Як джерело теплоти повітря володіє рядом недоліків, тому часто виникає потреба в ретельній оптимізації конструкції та системи в цілому, починаючи від місця установки, де температура повітря може значно відрізнятись, закінчуючи заходами з підвищення температурного потенціалу повітря перед випарником.

За універсальністю застосування в кліматичних умовах України даний тип теплових насосів поки що програє іншим різновидам. Хоча самі теплові насоси дешевше, і прокладки труб або буріння свердловин не потрібно, з морозного повітря досить важко відібрати необхідну кількість теплоти. Для більшої частини території нашої країни розрахункові температури зовнішнього повітря для проектування систем опалення знаходяться на рівні нижче  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Застосування в подібних кліматичних умовах теплонасосних систем теплопостачання типу «повітря-вода» або «повітря-повітря» або неможливо фізично, або ефективність подібних систем буде дуже низькою. А якщо врахувати і витрати енергії на привід вентиляторів, на розмерзання випарників та інші додаткові потреби, ефективність може виявитися навіть негативною в порівнянні з традиційним опаленням [8].

Тому стандартні (без додаткових заходів з підвищення енергоефективності) повітряні теплонасосні системи рекомендується використовувати тільки в південних областях нашої країни. Як відзначають в Національній асоціації України з теплових насосів (УНРА), «за температур повітря нижче  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  опалювальні теплові насоси працюють зі зниженим коефіцієнтом трансформації (менше 2) і потребують резервування іншими джерелами теплоти». У Північній Європі, де температура може опуститися до  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , теплові насоси не можуть змагатися з тепловими бойлерами, тому виробники кондиціонерів і котлів для цих регіонів розробляють гібридні системи, які можуть працювати при дуже низьких температурах [9].

Характеристики теплового насоса і в особливості COP зменшуються із зростанням різниці температур між випарником і конденсатором. Це спричиняє особливо негативний вплив на теплові насоси з повітряним джерелом теплоти. Із зниженням температури зовнішнього повітря необхідна кількість теплоти на теплопостачання зростає, але здатність теплового насоса підтримувати навіть постійну теплову потужність значно знижується. Для подолання цього недоліку існує ряд заходів, а на пошуки оптимальних рішень та створення модифікованих енергоефективних теплонасосних систем направлено чимало досліджень.

Серед найбільш очевидних заходів можна виділити нагрівання додатковим генератором теплоти. Вартість теплового насоса з будь-яким джерелом теплоти вища, ніж звичайного котла.

Чим більшу долю покриває тепловий насос в домашньому тепловому навантаженні, тим вища різниця в капіталовкладеннях, тому теплові насоси, як правило, розраховуються лише на частину річного теплового навантаження, а решта покривається додатковим нагрівником, найчастіше електричним і на органічному паливі. Вибір між ними визначається співвідношенням капітальних та експлуатаційних затрат.

За останні роки, у зв'язку з погіршенням вентиляції житлових будівель через широке застосування нових герметичних вікон зі склопакетами, теплові насоси типу «повітря-вода» отримали додатковий розвиток. Крім опалення та підготовки гарячої води, деякі моделі теплових насосів можуть використовувати теплоту витяжного повітря приміщень, забезпечуючи таким чином рекуперацію теплоти [9].

За даними профільного журналу JARN (Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News), максимальний обсяг європейського ринку теплових насосів типу «повітря-вода» у 2008 році становив 300 тис. пристроїв. Економічна криза стала причиною скорочення ринку, але вже в 2013 році кількість пристроїв склала 221 тис. одиниць [9].

Інший тип теплових насосів «повітря-повітря» виключає необхідність використання проміжного теплоносія (води), а тепла енергія безпосередньо передається повітрю, що забезпечує опалення будівель. Найбільшого поширення на європейському ринку отримали саме теплові насоси типу «повітря-повітря». Дані пристрої мають особливий попит в державах північної частини Європи: Фінляндії, Швеції, Норвегії. Якщо до 2005 року в Скандинавських країнах з суворим кліматом перевага віддавалася ґрунтовим тепловим насосам, то з появою низькотемпературних спліт-систем, що мають нижню межу експлуатації на обігрів до  $-20 - -25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відзначається різкий стрибок попиту на такий тип теплових насосів [9].

Через деякі обставини, на противагу європейським країнам, теплові насоси типу «повітря-повітря» в Україні не поширені. Можливо, наша ментальність така, що опалення у нас робиться тільки водяне, втім, опалення повітрям добре тим, що дозволяє миттєво прогріти приміщення. Це можна вважати і недоліком, у всякому разі, у наших умовах. Оскільки за частого відключення електроенергії і, як наслідок, вимкнення повітряної системи опалення, будівля швидко охолоне. Водночас водяні системи більш інерційні: тепла підлога, розігріта до температури  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , віддає теплоту в приміщення дуже довго.

Приймаючи до уваги всі розглянуті вище міркування, можна констатувати, що сьогодні на українському ринку практично відсутні теплонасосні системи теплопостачання будівель, які використовують у якості джерела теплоти тільки низькопотенційне атмосферне повітря і при цьому повністю відповідають вимогам нормативних документів із забезпечення надійності теплопостачання будівель і, як наслідок, їх безпечної експлуатації.



#### 1.4 Напрями удосконалення повітряних теплонасосних систем

Безумовно, усім фахівцям теплонасосних систем зрозуміло, що за розрахункових зовнішніх температур повітря нижче  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  тепловий насос типу «повітря-вода» або «повітря-повітря» не може бути єдиним джерелом теплоти, але при цьому слід розуміти, наскільки ці системи можуть бути ефективні (з урахуванням зростання тарифів на енергоносії). Водночас дані системи, звичайно, передбачають будівництво будинків та об'єктів з поліпшеною ізоляцією (а також вікнами, дверима і т.д.), з додатково обладнаною припливно-витяжною вентиляцією з можливістю рекуперації теплоти і, на кінець, попередню санацію вже збудованих об'єктів. Тобто мова вже йде про комплекс заходів, що дозволяють поліпшити енергоефективність і зменшити енерговитрати. Це стосується не тільки повітряних теплових насосів зокрема, але і всієї теплонасосної техніки в цілому. Тому недооцінювати роль теплових насосів типу «повітря-вода» і «повітря-повітря» не слід. І досвід Фінляндії (де немає розрахункових температур вище  $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) цьому яскравий показник. Річний COP теплових насосів типу «повітря-вода» у Фінляндії становить 2,5 – 3,0 (при зовнішній температурі  $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ , внутрішній близько  $21\text{ }^{\circ}\text{C}$  і температурі контуру опалення  $70/40\text{ }^{\circ}\text{C}$  або  $55/45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [8]. Особливо відчутні річні показники енергозбереження при установці теплових насосів типу «повітря-вода» в будинках з дизельним або електричним опаленням, а теплових насосів «повітря-повітря» – в будинках з електричним опаленням.

Окрім цього не можна концентрувати увагу на ефективності роботи повітряного теплового насоса тільки за мінімальних розрахункових температур зовнішнього повітря. Дійсно, за температур зовнішнього повітря  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  коефіцієнт перетворення повітряних теплових насосів трохи вище одиниці, і для забезпечення необхідної теплової потужності вони повинні бути укомплектовані резервними джерелами теплової енергії. Однак для визначення ефективності роботи теплового насоса необхідно враховувати різні режими протягом усього опалювального періоду і тривалість температур. Тобто, наприклад, за температури повітря  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$  повітряні теплові насоси можуть мати коефіцієнт перетворення, що дорівнює 5 одиницям, а тривалість таких температурних періодів досить висока протягом року. Допоміжні джерела, наприклад, ТЕНи, є невід'ємною частиною систем з повітряними тепловими насосами і часто вже вбудовані в подібні теплонасосні опалювальні системи, при цьому вони не вимагають додаткових витрат під час монтажу, а також повністю автоматизовані і керуються контролером теплового насоса. За використання теплових насосів типу «повітря-вода» з вбудованими ТЕНами в Києві і Київській області середньорічний коефіцієнт перетворення становить 2,5

одиниць [8]. Іншою мовою, вибір регіону, що підходить для впровадження повітряних теплових насосів, повинен проводитися з урахуванням не тільки розрахункових мінімальних температур, а й всіх інших кліматичних показників, таких як середня річна температура, діапазон температурних коливань і т.п.

По-друге, проектувати систему опалення з тепловим насосом як єдиним генератором теплоти може бути ризиковано навіть для південних регіонів нашої країни. Справа в тому, що коефіцієнт перетворення залежить від температури зовнішнього повітря. Крім того, вартість повітряного теплового насоса зростає при збільшенні його теплової потужності. Теплові втрати будівлі також залежать від температури навколишнього середовища. Якщо ж номінальну теплову потужність повітряного теплового насоса вибрати менше, ніж теплові втрати за мінімальної розрахункової температури, то відсутню частину потужності доведеться забезпечувати за рахунок додаткового теплогенератора. Повітряні теплові насоси – це відмінне рішення для бівалентної системи «тепловий насос-електричний котел» або «тепловий насос-твердопаливний котел», яка дозволить економити протягом того періоду опалювального сезону, коли температури повітря вище  $-15 - -10$  °C. Коефіцієнт перетворення електричного котла можна прийняти рівним одиниці для будь-якої температури навколишнього середовища. Крім того, він недорогий (причому ціна слабо залежить від його номінальної потужності) і не вимагає особливих узгоджень, крім потужності, що підводиться від електромережі.

Середньорічний коефіцієнт перетворення повітряних теплових насосів для середньої смуги України перебуває в діапазоні 3,2 – 3,4 без урахування розмерзання. З її врахуванням він буде нижче на 0,2 – 0,4 одиниці [4]. Потужністю вентилятора зовнішнього блоку можна знехтувати. З урахуванням цього коефіцієнта перетворення і вартості електроенергії близько 1,7 грн/кВт·год окупність повітряного теплового насоса складе від трьох до п'яти років. Якщо ж повітряний тепловий насос буде активно використовуватися в період з квітня по вересень для інтенсивного приготування гарячої води, то його середньорічна ефективність збільшиться [4]. Тобто у використанні повітряного теплового насоса, як основного джерела опалення, є економічний сенс. У якості порівняння геотермальний тепловий насос окупається за чотири-сім років. При цьому під час літнього періоду для приготування гарячої води краще використовувати вже сонячні колектори, щоб дати час для регенерації свердловин.

На сьогодні багато досліджень проводяться з метою підвищення ефективності теплонасосних схем теплопостачання. У даній роботі об'єктом дослідження є схеми теплопостачання на базі повітряних теплових насосів. Тому зупинимося на деяких заходах, що припускають їх модифікації з кінцевою реалізацією такої ідеї: забезпечення роботи повітряного теплового насоса протягом усього опалювального періоду в кліматичних умовах України. Часто

такі заходи мають на меті підвищення температури повітря на вході до випарника теплового насоса за низьких значень температури зовнішнього повітря, які близькі до розрахункових (для наших кліматичних умов це в середньому  $-20^{\circ}\text{C}$ ). Для цього в теплонасосну систему підключається додаткове джерело теплоти. Оскільки в наш час акцент робиться на енергозбереженні та мінімізації витрат органічного палива такі джерела, як правило, є відновлюваними, а їх вибір залежить від призначення та розташування самої будівлі. Далі будуть розглядатись деякі приклади комбінованих схем тепlopостачання на базі повітряних теплових насосів.

Одним із додаткових джерел може бути енергія сонячного випромінювання, яка за сонячної погоди здатна забезпечувати взимку температуру води в сонячних вакуумних колекторах до  $20 - 30^{\circ}\text{C}$  [10]. За результатами досліджень Об'єднаного інституту високих температур [11] в теплий період (з березня-квітня по вересень) на більшій частині території України середня денна сума сонячного випромінювання становить  $4,0-5,0 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2$  (на півдні Іспанії -  $5,5-6,0 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2$ ). Ці показники дозволяють нагрівати для побутових цілей близько 100 л води за допомогою сонячного колектора площею  $2 \text{ м}^2$  з ймовірністю до 80%, тобто практично щодня. При цьому використання сонячних колекторів в Україні становить  $0,2 \text{ м}^2 / 1000 \text{ осіб}$ . У той час як за кордоном сонячна енергія застосовується давно і досить широко [11]. У літньому періоді більшість районів України характеризується високими значеннями середньоденної радіації. У зимовий час кількість сонячної енергії знижується в залежності від широтного розташування установки в рази. За цілорічної роботи сонячні колектори здатні забезпечити будинок або квартиру безкоштовною тепловою енергією з квітня по жовтень. В інший період року вони дають лише частину теплової енергії на опалення і гаряче водопостачання. Тому для всесезонного застосування геліоустановки повинні мати велику поверхню, два контури з антифризом, додаткові теплообмінники. Як можна зрозуміти, хоч геліосистема і є джерелом «безкоштовної» теплової енергії, для наших реалій її реалізація буде супроводжуватись для споживача значними капіталовкладеннями. Комбінація ж цієї системи з тепловим насосом та їх одночасне функціонування здатна вирішити кілька проблем, що виникають за роздільної роботи цих двох технологій: зменшення площі сонячного колектора і, як наслідок, зниження капіталовкладень, та підвищення ефективності роботи повітряного теплового насоса за низьких значень температур зовнішнього повітря.

Тому, хоч в Україні зими, в основному, з великою хмарністю і на Сонце можна покладатись лише в демісезон (весна-осінь), нині схеми, в яких теплові насоси поєднуються із сонячними колекторами різних конструкцій для забезпечення низькотемпературного водяного опалення та гарячого водопостачання, користуються великою популярністю. А отже сонячна

енергія може бути ефективним додатковим джерелом для підігрівання низькотемпературного теплоносія перед випарником теплового насоса [12].

Утилізація теплоти вентиляційного повітря є іншим підходом у підвищенні ефективності роботи теплонасосних схеми водяного опалення та вентиляції [13, 14]. Як показано в [15], ефективність роботи таких систем зростає при їх застосуванні в громадських будівлях (школи, дитсадки, лікарні, торгівельно-розважальні центри і т. п.) з постійним перебуванням людей, де вимагається досить велика кратність повітрообміну повітря. Витрати теплоти на вентиляцію в приміщеннях таких будівель можуть багаторазово перевищувати витрати теплоти на опалення і тому має місце додаткове джерело теплоти у вигляді вентиляційних викидів, що може бути використано в комбінації з атмосферним повітрям. Подальше підвищення ефективності системи теплопостачання може бути досягнуто за рахунок поєднання повітряних теплових насосів з рекуператором теплоти для попереднього підігріву припливного повітря.

Іншим видом застосування даного принципу є системи кондиціонування. Як і в попередньому випадку, тут мова йде як про енергозбереження, так і про дотримання санітарних норм щодо перебування та роботи людей протягом тривалого часу в закритих приміщеннях. Погіршення якості внутрішнього повітря через брак свіжого повітрообміну може вплинути на стан здоров'я. Тепловий насос може покращити тепловий комфорт. Але для того, щоб зменшити споживання енергії тепловими насосами, у більшості будівель застосовується герметична конструкція, яка може спричинити погіршення якості внутрішнього повітря через забруднення в приміщенні [15]. З іншого боку, конструкція багатьох комерційних повітряних теплових насосів, що можуть в теплий період року застосовуватись для цілей кондиціонування, не передбачає функцію свіжого повітрообміну. Є багато досліджень, присвячених різним проблемам якості внутрішнього повітря, характеристикам забруднюючих речовин та їхнього впливу на якість повітря [15]. Люди вдихають свіже повітря, що містить вуглекислий газ з концентрацією близько 400 мд, і видихають повітря, що містить вуглекислий газ з концентрацією 40 000 мд через біохімічну реакцію легень. Концентрація вуглекислого газу у повітрі, що видаляється, приблизно в 100 разів більша [15]. Це означає, що  $\text{CO}_2$  є однією з найбільш забруднюючих речовин, яку потрібно зменшити у закритому приміщенні. Звичайні вікна з алюмінієвими рамами у старих будинках не є герметичними, і можуть створювати інфільтрацію повітря з повітрообміном свіжого повітря від 3 до 5 разів на годину. Сучасні будівлі шумоізолювані та мають герметичні вікна. Це спричиняє дуже низький повітрообмін свіжого повітря, лише приблизно від 0,3 до 0,5 разів на годину або навіть нижче. І цей факт дуже часто ігнорується. Наприклад, концентрація  $\text{CO}_2$  може досягати 2400 мд для двох осіб, які перебувають у спальні (площею 3 – 5 м<sup>2</sup>) із закритими дверима та вікнами протягом 2 годин.

Тому надзвичайно важливим є підтримання свіжості повітря в герметичному просторі. Тому застосування теплових насосів у даному та попередньому випадках дає можливість не тільки покращити ефективність їх роботи, але і забезпечити необхідні санітарні умови для комфортного перебування людей у закритих приміщеннях. На рис. 1.3 зображено схему кондиціювання приміщення з використанням теплового насоса типу «повітря-повітря». У схемі реалізовано утилізацію холоду витяжного повітря та постачання свіжого охолодженого повітря до приміщення з тривалим перебуванням робочого персоналу [15].

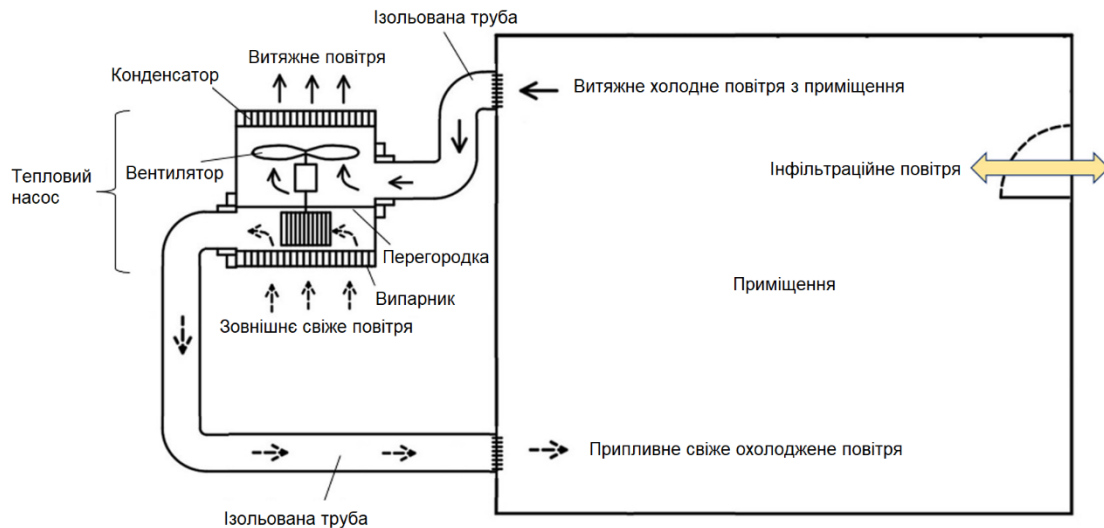


Рисунок 1.3 – Схема кондиціювання приміщення з використанням теплового насоса типу «повітря-повітря» та утилізацією холоду витяжного повітря

Проте у котеджах, житлових і громадських будівлях, у яких теплова потужність системи вентиляції незначна порівняно із затратами теплоти на опалення, повітряний тепловий насос не здатний забезпечити навантаження на опалення та вентиляцію за рахунок лише теплоти вентиляційних викидів. Тому виникає необхідність у додатковому джерелі теплоти. Каналізаційні стоки вважаються майже ідеальним джерелом низькопотенційної теплоти для теплових насосів [12]. Утилізація цієї теплоти може бути більш ефективною, ніж використання теплоти ґрунту, завдяки постійній відносно високій температурі стічної води протягом опалювального сезону, достатньо великій потужності, сприятливим теплофізичним характеристикам. Практичний інтерес являє собою опосередковане використання теплоти каналізаційних стоків за допомогою теплообмінників без їх розміщення безпосередньо в потоках або ємностях стічних вод. Застосування теплових насосів в системах утилізації теплоти каналізаційних стоків є одним із перспективних напрямків енергозбереження.

Каналізаційні стоки будівель, температура яких при наявності системи гарячого водопостачання може сягати 32 °С [12], можуть бути використані як нижнє джерело теплоти для локальних теплових насосів. Для цього в підвальному приміщенні будинку розташовують спеціальні теплообмінники, які працюють сумісно з тепловим насосом в системі гарячого водопостачання житлового будинку. Конструкція теплообмінника має бути такою, щоб не перешкоджати природньому руху стічної рідини в каналізаційній трубі. Тому прийнятним рішенням може бути, наприклад, конструкція у вигляді теплообмінника «труба в трубі» при розміщенні навколо каналізаційної труби кожуха і подачею в створений простір між трубами теплоносія від випарника теплового насоса. Ефективність відбору теплоти в такому теплообміннику невисока і тому цей процес можна інтенсифікувати, якщо організувати роздільне водовідведення теплих, так званих, умовно-чистих стічних вод від ванни, умивальників і кухні і, окремо, холодних і більш забруднених вод від туалету. Система гарячого водопостачання характерна тим, що теплота гарячої води майже не використовується, і тому кількість теплоти в каналізаційних стоках не набагато менша кількості теплоти, що витрачається на підготовку води в системах гарячого водопостачання. Таким чином, при правильному проектуванні теплота теплих умовно-чистих стічних вод може бути єдиним джерелом теплоти для теплового насоса, що забезпечує теплотою систему гарячого водопостачання даного будинку. У той же час необхідно відмітити, що теплоти стічних вод може бути недостатньо, щоб забезпечити опалення будинку. Тому, якщо для опалення будинку застосовано тепловий насос з використанням теплоти атмосферного повітря, то умовно-чисті стічні води можна накопичувати в спеціальному акумуляторі. Ефективність такого варіанту теплозабезпечення будинку особливо зростає при використанні пільгового тарифу на електроенергію в нічний час. Разом з тим, необхідно зазначити, що ефективність вказаної утилізації істотно залежить від інтенсивності теплопередачі при вилученні низькопотенційної теплоти стічних вод.

У даній роботі досліджується утилізація теплоти стічних вод, за рахунок якої відбувається підігрівання зовнішнього повітря у повітряно-водяному теплообміннику перед камерою змішування, куди також надходять вентиляційні викиди для додатково підвищення температурного потенціалу зовнішнього повітря.

### **1.5 Висновки до розділу. Визначення напрямлення подальших досліджень**

Розглянуті матеріали, а також оцінка сфер раціонального застосування повітряних теплонасосних систем в Україні та напрямів підвищення їх енергоефективності задля

забезпечення теплопостачання протягом усього опалювального періоду дозволяють зробити наступні висновки:

1. Для сучасного економічного становища в Україні повітряні теплонасосні технології є більш привабливими, незважаючи на існуючі проблеми їх застосування за низьких розрахункових температур, притаманних нашій країні.

2. Проведений кліматологічний аналіз для м. Житомира дозволив переконатись в тому, що через процес глобального потепління спостерігається підвищення середньодобової температури для нашого регіону взимку. Виявилось, що зараз дана температура є достатньо низькою для ефективного функціонування повітряного теплового насоса протягом усього опалювального періоду (докладні результати цього аналізу наведені в розділі 4).

3. На прикладі такої передової «холодної» країни світу, як Фінляндія, виявлено, що ефективність використання повітряних теплових насосів обумовлюється не кліматом регіону, у першу чергу, але попередніми заходами, які направлені на підготовку будівлі для впровадження теплонасосної системи теплопостачання (наприклад, її санація).

4. Додаткове комбінування повітряних теплових насосів з іншими низькопотенційними джерелами теплоти веде не тільки до підвищення ефективності роботи перших, але може давати економію капіталовкладень за використання останніх (наприклад, зменшення площі сонячних колекторів). Варіанти таких комбінацій залежать від призначення та розташування будівлі, але в більшості випадків вони присутні та завжди дають економічний ефект у довгостроковій перспективі.

Таким чином, аналіз зазначених висновків дозволяє визначити головні задачі, які мають бути вирішеними у подальших дослідженнях:

1. Дослідити енергетичну ефективність нових схем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів з додатковим використанням різних низькопотенційних джерел теплоти з метою підвищення температурного потенціалу зовнішнього повітря на вході до випарника теплового насоса.

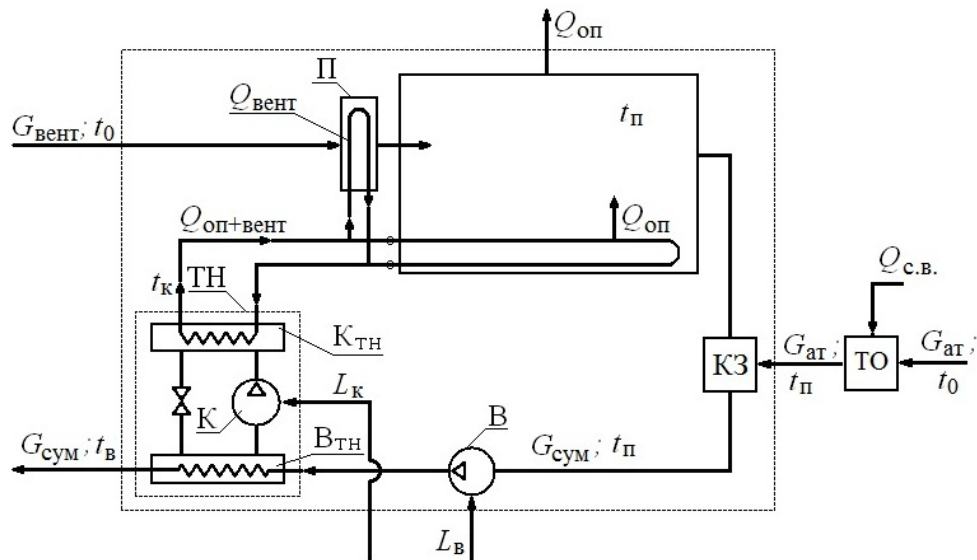
2. Виконати порівняльний аналіз досліджених схем теплопостачання на прикладі реального соціального об'єкта та визначити найбільш ефективну з них.

3. Дослідити розподіл повітря та температурний градієнт в приміщенні реального об'єкта з однією з комбінованих теплонасосних схем.

## 2. ОЦІНКА ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З РІЗНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛОТИ

### 2.1 Термодинамічна ефективність утилізації теплоти стічних вод у теплонасосній схемі опалення та вентиляції

На рис. 2.1 зображена принципова схема теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного та попередньо підігрітого за рахунок теплоти стічних вод атмосферного повітря. Принцип роботи схеми: атмосферне повітря (основне джерело теплоти) з температурою  $t_0$  та масовою витратою  $G_{\text{ат}}$  попередньо підігрівається у повітряно-водяному теплообміннику за рахунок теплоти стічних вод  $Q_{\text{с.в.}}$  до температури  $t_{\text{п}}$ . Підігріте атмосферне повітря надходить до камери змішування, де змішується з вентиляційними викидами з температурою  $t_{\text{п}}$  й масовою витратою  $G_{\text{вент.}}$ . Отримана суміш повітря ( $t_{\text{п}}$ ,  $G_{\text{сум}}$ ) після камери змішування спрямовується за допомогою вентилятора у випарник ТН, де повітря охолоджується і на виході має температуру  $t_{\text{в}}$ . Для компенсації витрат теплоти на опалення та вентиляцію використовується тепловий потік від компресора ТН  $Q_{\text{оп+вент}}$  з температурою теплоносія  $t_{\text{к}}$  на вході в систему опалення та вентиляції.



ТН – тепловий насос;  $K_{\text{ТН}}$  – конденсатор ТН;  $B_{\text{ТН}}$  – випарник ТН; К – компресор; В – вентилятор;

П – підігрівник повітря; КЗ – камера змішування; ТО – теплообмінник стічних вод

Рисунок 2.1 – Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного та підігрітого за рахунок стічних вод атмосферного повітря



Ефективність роботи комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення та вентиляції з урахуванням затрат енергії на привід компресора ТН і вентилятора, що нагнітає суміш повітря через випарник ТН, можна охарактеризувати величиною питомих затрат зовнішньої енергії на опалення та вентиляцію, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб опалення та вентиляції

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{L_{\text{к}} + L_{\text{в}}}{Q_{\text{оп+вент}}}, \quad (2.1)$$

де  $L_{\text{к}}$ ,  $L_{\text{в}}$  – потужності приводу компресора ТН та вентилятора, кВт;  $Q_{\text{оп+вент}}$  – тепловий потік, підведений до приміщення для задоволення потреб опалення та вентиляції, кВт.

Робота приводу компресора ТН у загальному випадку визначається так

$$L_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{вип}}}{(\varphi - 1)}, \quad (2.2)$$

де  $Q_{\text{вип}}$  – теплове навантаження випарника ТН, кВт;  $\varphi$  – коефіцієнт трансформації теплоти ТНУ.

Теплове навантаження випарника ТН у цьому випадку буде визначатись так

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{сум}} c_p (t_{\text{п}} - t_{\text{в}}), \quad (2.3)$$

де  $G_{\text{сум}} = G_{\text{ат}} + G_{\text{вент}}$  – сумарна масова витрата атмосферного  $G_{\text{ат}}$  і вентиляційного  $G_{\text{вент}}$  повітря на випарник ТН, кг/с;  $c_p$  – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·°С);  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{в}}$  – температури повітря на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С.

Затрати енергії на привід вентилятора можна визначити за рівнянням

$$L_{\text{в}} = \frac{G_{\text{сум}}}{\rho_{\text{п}}} \Delta p \frac{1}{\eta},$$

(2.4)

де  $\rho_{\text{п}}$  – густина повітря,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\Delta p$  – втрати тиску у випарнику ТН,  $\text{кПа}$ ;  $\eta = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}$ ;  $\eta_{\text{в}}$  і  $\eta_{\text{пр}}$  – ККД вентилятора і його приводу відповідно. Прийнято, що в оптимальному режимі роботи вентилятора  $\eta_{\text{в}} = 0,8$ , а ККД приводу  $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ .

Тепловий потік, підведений до приміщення для компенсації витрат теплоти на опалення та вентиляцію, визначається за співвідношенням

$$Q_{\text{оп+вент}} = Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}} = Q_{\text{вент}} (1 + 1 / m) = G_{\text{вент}} c_p (t_{\text{п}} - t_0) (1 + 1 / m),$$

(2.5)

де  $m$  – відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення

$$m = Q_{\text{вент}} / Q_{\text{оп}}.$$

(2.6)

Рівняння теплового балансу ТН дає змогу визначити залежність температури суміші вентиляційного й підігрітого атмосферного повітря на виході з випарника ТН  $t_{\text{в}}$  від коефіцієнтів  $k$  та  $n$ .

Коефіцієнт  $k$  являє собою відношення потоку теплоти стічних вод  $Q_{\text{с.в}}$  до потоку теплоти на опалення  $Q_{\text{оп}}$  в залежності від температури навколишнього повітря і визначається як

$$k = \frac{Q_{\text{с.в}}}{Q_{\text{оп}}} = k^{\text{п}} \cdot \frac{t_{\text{п}} - t_0^{\text{п}}}{t_{\text{п}} - t_0} = k^{\text{п}} \cdot B,$$

(2.7)

де  $k^{\text{п}}$  – відношення потоків теплоти за розрахункової температури навколишнього повітря  $t_0^{\text{п}}$  (у даних розрахунках ця температура складає  $-20^{\circ}\text{C}$ );  $t_{\text{п}}$  – температура повітря у приміщенні, становить  $20^{\circ}\text{C}$ ;  $t_0$  – температура навколишнього атмосферного повітря.

Коефіцієнт  $n$  є відношенням масової витрати атмосферного повітря  $G_{\text{ат}}$  до сумарної витрати повітря  $G_{\text{сум}}$  через випарник ТН і має вигляд

$$n = G_{\text{ат}} / G_{\text{сум}}.$$

(2.8)

Знаючи коефіцієнти  $m$  та  $k$ , можна визначити частку повітря, що підігрівається в теплообміннику на стічних водах. Згідно з рис. 2.1 тепловий баланс теплообмінника можна записати так

$$G_{\text{ат}} c_p (t_{\text{п}} - t_0) = \frac{k}{m} Q_{\text{вент}}.$$

(2.9)

Якщо ліву і праву частини рівняння (2.9) розділити на  $G_{\text{сум}}$  та розписати значення величини  $Q_{\text{вент}}$ , отримаємо таке співвідношення

$$\frac{G_{\text{ат}}}{G_{\text{сум}}} = \frac{k}{m} \frac{G_{\text{вент}} c_p (t_{\text{п}} - t_0)}{G_{\text{сум}} c_p (t_{\text{п}} - t_0)}.$$

(2.10)

З урахуванням рівняння (2.8), після ряду математичних перетворень, отримаємо вираз для залежності частки повітря, що підігрівається в теплообміннику на стічних водах, від коефіцієнтів  $m$  та  $k$  (нехтуючи зміною питомої теплоємності)

$$n = \frac{k}{m + k}.$$

(2.11)

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН визначається як

$$\varphi = \varphi_{\text{т}} \eta_{\text{ТН}},$$

(2.12)

де  $\eta_{\text{ТН}}$  – коефіцієнт, який враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо  $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ ) [16, 17];  $\varphi_{\text{т}}$  – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно  $\phi_T$  з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\phi_T = \frac{T_K^{TH}}{T_K^{TH} - T_B^{TH}} = \frac{273 + t_K + \Delta t_K}{t_K - t_B + \Delta t_K + \Delta t_B}, \quad (2.13)$$

де  $T_B^{TH}$  – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;  $T_K^{TH}$  – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;  $t_B$  – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_K$  – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_B$  – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса, °С;  $\Delta t_K$  – температурний перепад між потоками гріючого теплоносія в системі опалення та вентиляції й холодильного агента на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для теплових насосів типу «повітря-вода». Згідно з [16] для конденсатора ТН можна прийняти  $\Delta t_K = 5^\circ\text{C}$ , для випарника –  $\Delta t_B = 10^\circ\text{C}$ .

Температура теплоносія, що подається в систему опалення, визначається за співвідношенням [18]

$$t_K = t_n + (t_T^p - t_n) \left[ \frac{(t_n - t_0)}{(t_n - t_0^p)} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (2.14)$$

де  $t_T^p$  – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення за розрахункової температури атмосферного повітря  $t_0^p$ ;  $n = 0$  для низькотемпературних систем опалення. Розрахункова температура теплоносія в системі опалення приймається  $t_T^p = 45^\circ\text{C}$ .

Враховуючи рівняння (2.2) – (2.5), співвідношення (2.1) для визначення сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на комбіновану ТНС опалення та вентиляції буде мати такий вигляд

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{G_{\text{сум}} c_p (t_n - t_B) / (\phi - 1) + G_{\text{сум}} \Delta p / \rho_n \eta}{G_{\text{вент}} c_p (t_n - t_0) (1 + 1/m)}. \quad (2.15)$$

Для отримання кінцевої формули для  $l_{\text{оп+вент}}$  необхідно визначити температуру повітря на виході з випарника ТН  $t_{\text{в}}$ .

Аналітичний вираз для визначення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника  $t_{\text{в}}$  можна отримати з теплового балансу теплонасосного агрегата

$$Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}} = Q_{\text{к}}, \quad (2.16)$$

де  $Q_{\text{к}}$  – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, який дорівнює тепловому потоку на опалення та вентиляцію.

Аналогічно до рівняння (2.5) визначимо  $Q_{\text{к}}$  як

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}} = Q_{\text{оп}} (1 + m). \quad (2.17)$$

З урахуванням рівнянь (2.2), (2.3) і (2.17) вираз (2.16) набуває вигляду

$$G_{\text{сум}} c_p (t_{\text{п}} - t_{\text{в}}) \frac{\Phi}{\Phi - 1} = Q_{\text{оп}} (1 + m). \quad (2.18)$$

Розв'язуючи співвідношення (2.18) відносно  $t_{\text{в}}$ , можна записати аналітичний вираз для визначення температури відпрацьованої суміші повітря на виході з випарника ТН

$$t_{\text{в}} = t_{\text{п}} - \frac{Q_{\text{оп}}}{G_{\text{сум}} c_p} (1 + m) \frac{\Phi - 1}{\Phi}. \quad (2.19)$$

Комплекс величин  $\frac{Q_{\text{оп}}}{G_{\text{сум}} c_p}$  можна отримати з енергетичного балансу системи в цілому.

Згідно з рис. 2.1 енергетичний баланс потоків комбінованої теплонасосної системи опалення та вентиляції можна записати так

$$L_k + G_{\text{вент}} c_p t_0 + L_n + G_{\text{ат}} c_p t_n = Q_{\text{оп}} + G_{\text{сум}} c_p t_b. \quad (2.20)$$

З урахуванням (2.2) – (2.4) і (2.8) розв'язуємо вираз (2.20) відносно комплексу величин  $\frac{Q_{\text{оп}}}{G_{\text{сум}} c_p}$ . Отримаємо наступне аналітичне співвідношення

$$\frac{Q_{\text{оп}}}{G_{\text{сум}} c_p} = (1 - n)t_0 + nt_n + \frac{(t_n - t_b)}{\varphi - 1} + A \frac{1}{\eta} - t_b, \quad (2.21)$$

де  $A = \Delta p / (\rho_n c_p)$ , °C – співвідношення заданих величин.

Підставивши рівняння (2.21) у вираз (2.19) і провівши ряд математичних перетворень, отримаємо кінцеве співвідношення для визначення температури суміші повітря на виході з випарника ТН

$$t_b = \frac{t_0(1 - n)(\varphi - 1)(1 + m) + t_n \cdot n(\varphi - 1)(1 + m) + A(\varphi - 1)(1 + m) / \eta - t_n [\varphi - (1 + m)]}{\varphi m}. \quad (2.22)$$

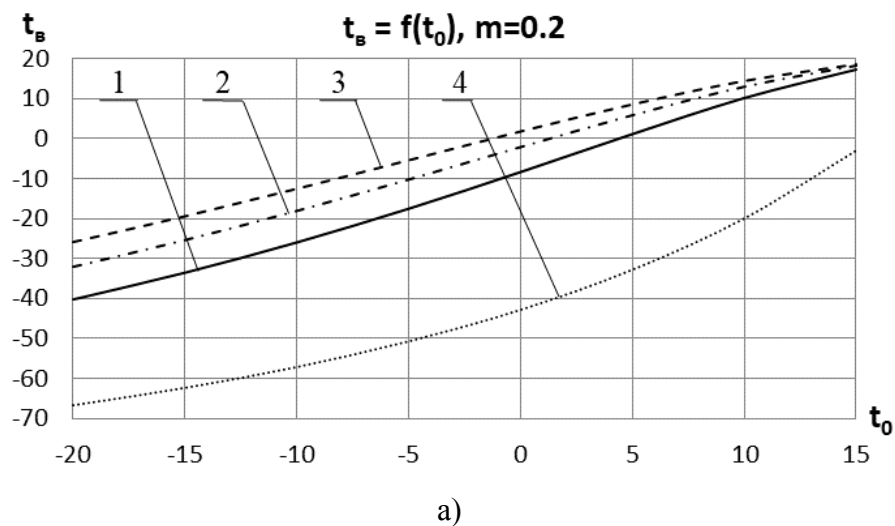
З урахуванням (2.22) після ряду математичних перетворень рівняння (2.15) для оцінки сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на комбіновану теплонасосну систему опалення та вентиляції буде мати вигляд

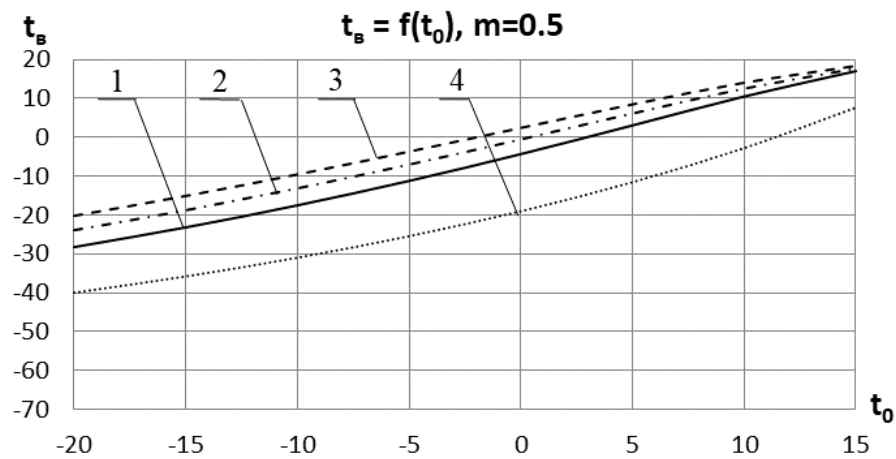
$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{1}{(1 - n)} \cdot \frac{1}{(1 / m + 1)} \left[ \frac{1}{\varphi - 1} \cdot \frac{t_n - t_b}{t_n - t_0} + \frac{A}{\eta} \cdot \frac{1}{(t_n - t_0)} \right]. \quad (2.23)$$

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (2.6), (2.8), (2.11), (2.12), (2.14), (2.22), (2.23) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури навколишнього середовища, відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення та відношення потоку теплоти стічних вод до потоку теплоти на опалення як на

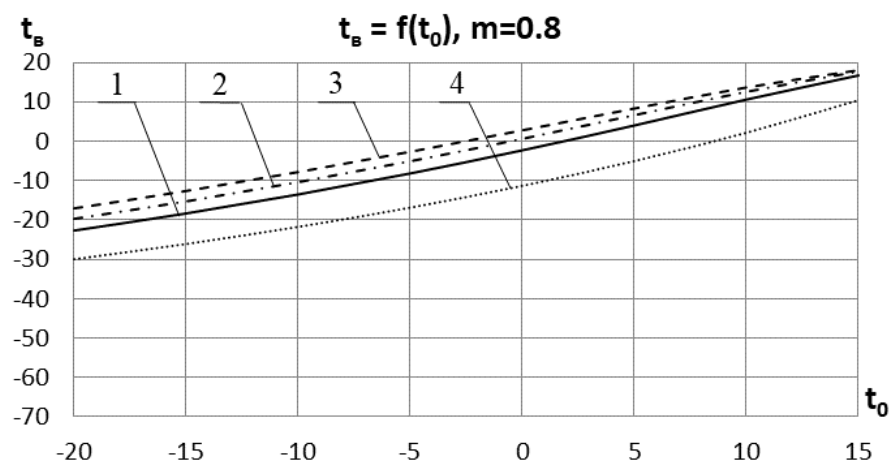
параметри системи (температуру суміші повітря на виході з випарника ТН (рис. 2.2), коефіцієнт трансформації ТН (рис. 2.3)), так і на термодинамічну ефективність застосування ТНС водяного опалення та вентиляції з використанням теплоти суміші вентиляційного та підігрітого атмосферного повітря (рис. 2.4). При виборі величини  $m$  врахована така обставина. Відомо, що відносні витрати теплоти на вентиляцію житлових приміщень становлять близько 10...100 % від витрат теплоти на опалення. У зв'язку з цим в наведеному нижче аналізі взято наступні значення величини  $m = 0,2; 0,5; 0,8$ . Із аналізу витрат теплоти на ГВП та опалення коефіцієнт  $k^p$  приймає наступні значення:  $k^p = 0,2; 0,3; 0,4$ . Було також проведено порівняння отриманих результатів за умови, коли використовується лише теплота вентиляційних викидів, тобто коли  $n = 0$ . Співвідношення заданих величин  $A$ , яке встановлене з урахуванням сучасного реального значення аеродинамічного опору випарника ТН як конвективного теплообмінника, було прийнято 0,1 [19].

На рис. 2.2, а-в наведено графічні залежності температури суміші повітря на виході з випарника ТН від температури атмосферного повітря  $t_b = f(t_0)$ , з яких видно, що температура  $t_b$  зростає зі збільшенням коефіцієнтів  $m$  та  $k$ . Слід також зазначити, що деякі температури  $t_b$  навіть перевищують відповідні значення температур навколишнього повітря, а це свідчить про покращення умов роботи ТНС. Температура суміші повітря  $t_b$  у досліджуваній схемі є вищою, ніж у вихідній. Але при зростанні потоку теплоти на вентиляцію (при  $m > 1$ ) даний ефект знижується.





б)



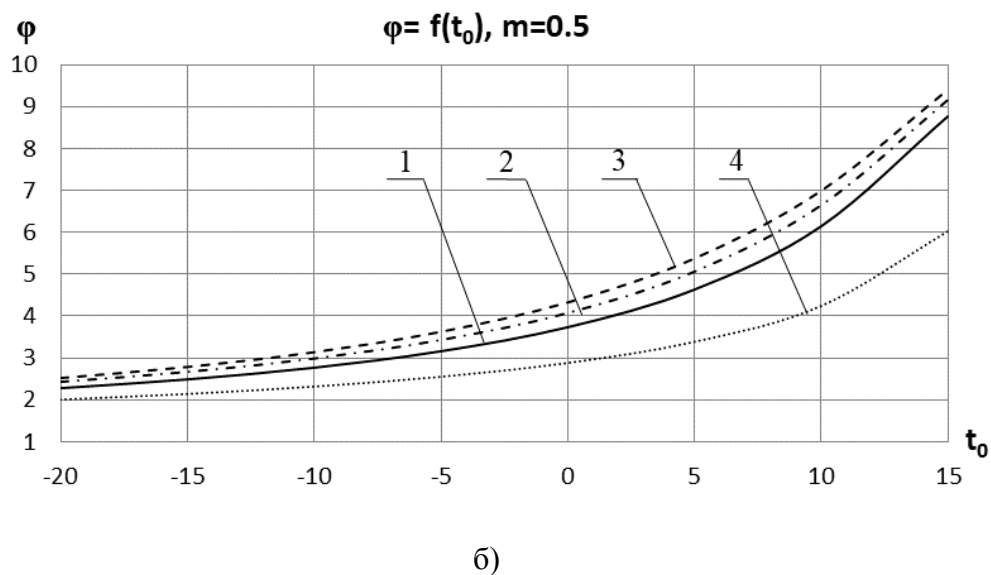
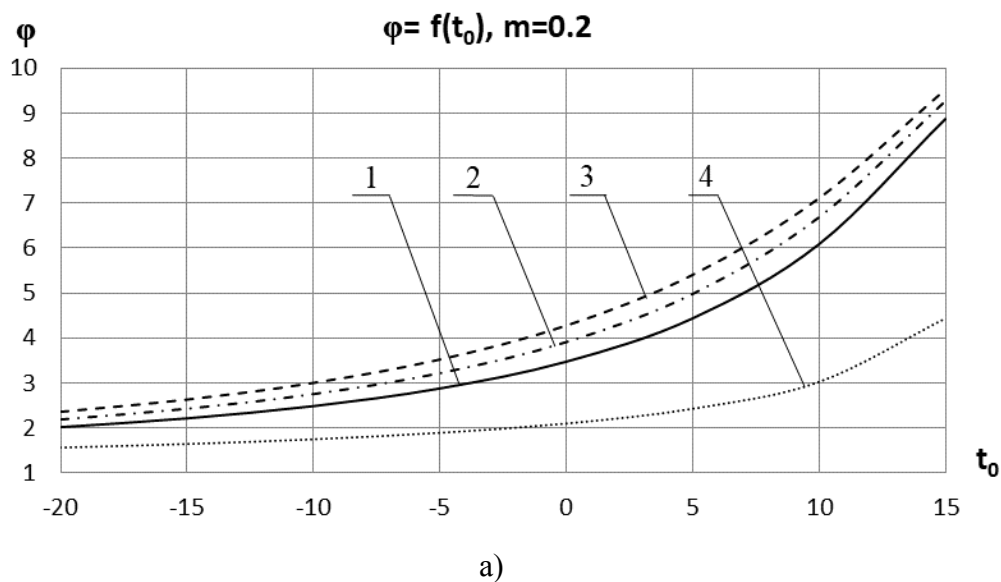
в)

а), б), в) –  $m = 0,2; 0,5; 0,8$  відповідно; 1-4 –  $k^p = 0,2; 0,3; 0,4; n = 0$

Рисунок 2.2 – Залежності температури суміші повітря на виході з випарника ТН від температури навколишнього середовища

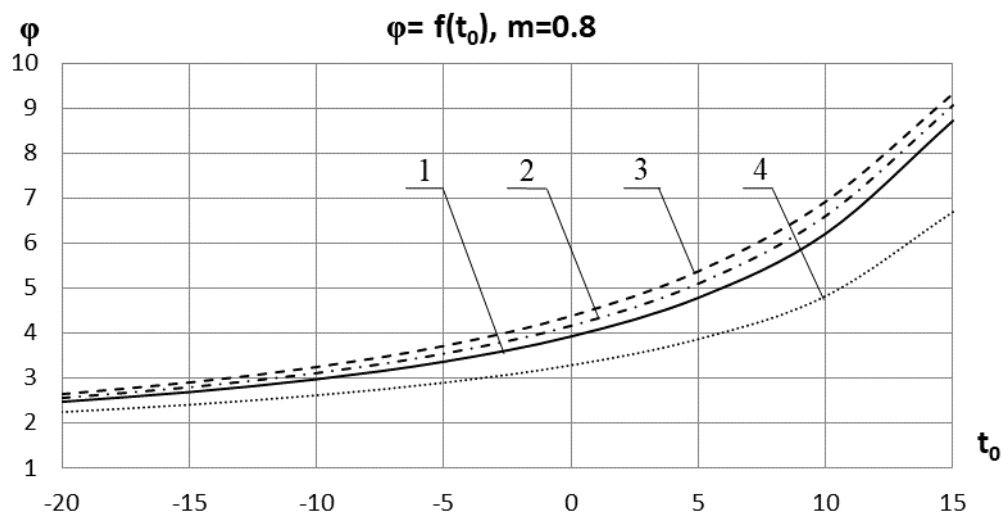
На рис. 2.3, а-в наведена графічна залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури навколишнього середовища  $\varphi = f(t_0)$ , з якої видно, що коефіцієнт трансформації  $\varphi$  зростає зі збільшенням коефіцієнтів  $m$  та  $k$  і температури навколишнього середовища. Величина коефіцієнта трансформації свідчить про достатню ефективність використання теплоти підігрітого атмосферного повітря та вентиляційних викидів у ТНС опалення та вентиляції. Також видно, що коефіцієнт трансформації у досліджуваній схемі більший порівняно з використанням лише вентиляційних викидів. Різниця між двома цими випадками збільшується зі збільшенням температури навколишнього середовища. Але при зростанні величини  $m$ , дана перевага знижується.





а), б) –  $m = 0,2; 0,5$  відповідно; 1-4 –  $k^p = 0,2; 0,3; 0,4; n = 0$

Рисунок 3.3 – Залежність коефіцієнта трансформації ТН  
від температури навколишнього середовища

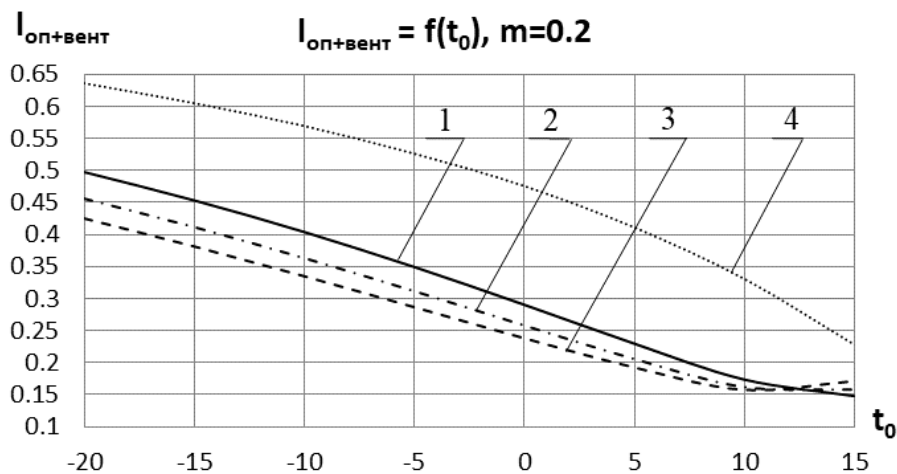


в)

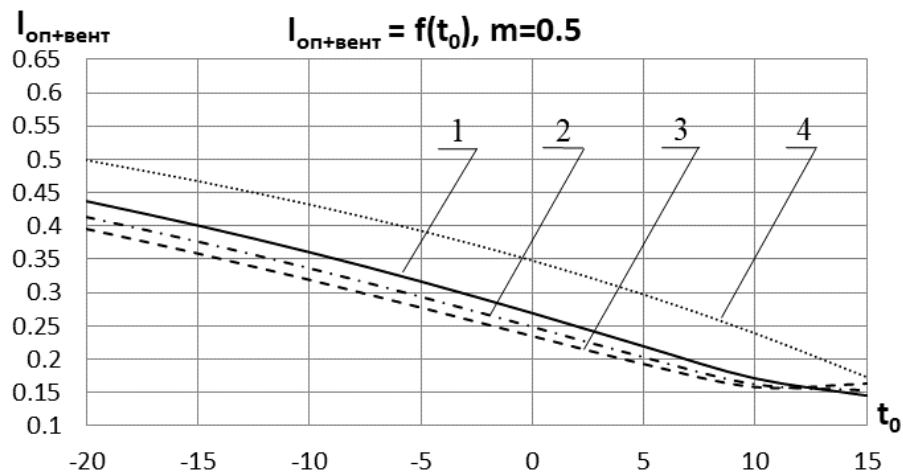
$$в) - m = 0,8; 1-4 - k^p = 0,2; 0,3; 0,4; n = 0$$

Рисунок 3.3, аркуш 2

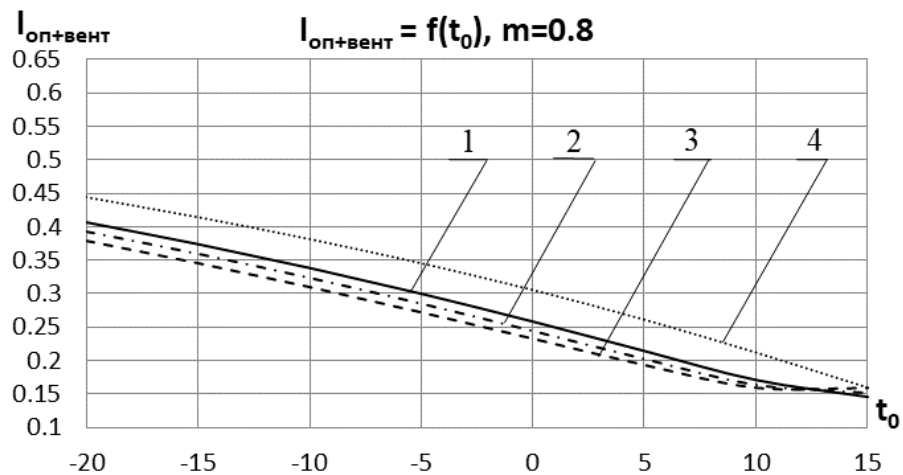
На основі числового аналізу співвідношення (2.23) з урахуванням отриманих значень таких параметрів, як коефіцієнти  $n$  та  $m$ , температура суміші повітря на виході з випарника ТН та коефіцієнт трансформації теплоти ТН, побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури навколишнього середовища (рис. 2.4, а-в). Видно, що питомі затрати зменшуються з підвищенням температури навколишнього повітря та зі зростанням коефіцієнтів  $m$  та  $k$ . Перевага використання досліджуваної схеми порівняно з вихідною зменшується зі збільшенням величини  $m$ , як можна побачити з рис. 2.4, в. За  $m > 1$  ця перевага зникає. Це свідчить про те, що при подальшому зростанні потоку теплоти на вентиляцію використання теплоти підігрітого атмосферного повітря втрачає сенс, і загальні потреби можуть бути задоволені тільки за рахунок вентиляційних викидів. Наявність мінімуму свідчить про зміну домінуючого вкладу роботи компресора і вентилятора, що має місце тільки при незначних затратах теплоти на опалення та вентиляцію (за високих температур  $t_0$ ).



а)



б)



в)

а), б), в) –  $m = 0,2; 0,5; 0,8$  відповідно; 1-4 –  $k^p = 0,2; 0,3; 0,4; n = 0$

Рисунок 2.4 – Залежність питомих затрат зовнішньої енергії  
від температури навколишнього середовища

За результатами термодинамічного аналізу даної схеми можна зробити наступні висновки:

1. Комбіноване використання теплоти вентиляційного та підігрітого за рахунок теплоти стічних вод атмосферного повітря порівняно з використанням теплоти тільки вентиляційного повітря є більш ефективним. Але ця перевага знижується зі збільшенням параметра  $m$ . За  $m > 1$  ця перевага зникає.

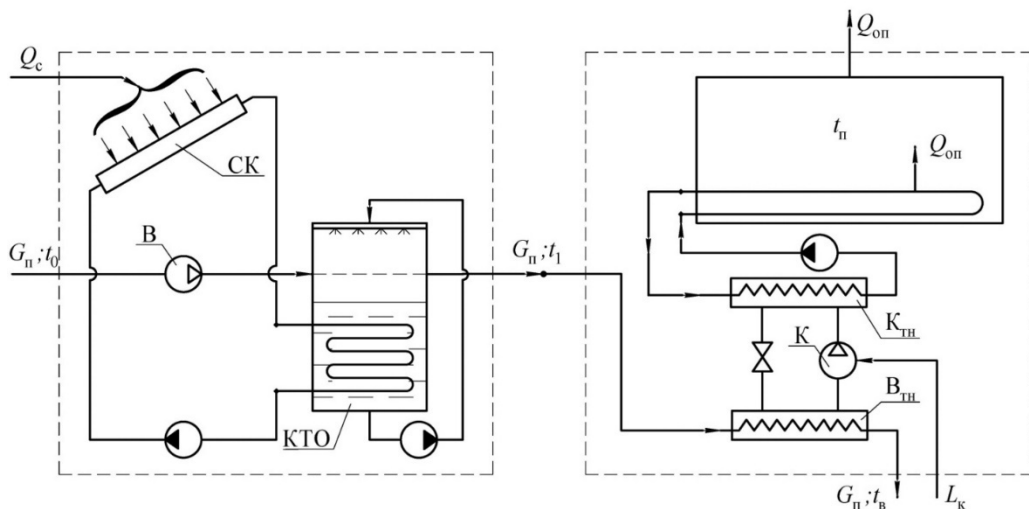
2. За значень  $m = 0,2$  та  $k^p = 0,2$  питомі затрати зовнішньої енергії у досліджуваній схемі на 24-50% менші ніж у вихідній схемі (в діапазоні температур від  $-20^\circ\text{C}$  до  $+10^\circ\text{C}$ ).

3. За незначних затрат теплоти на опалення та вентиляцію (коли  $t_0 > 10^\circ\text{C}$ ) наявний мінімум величини  $I_{\text{оп+вент}}$ , що свідчить про зміну вкладу роботи компресора ТН і вентилятора.

4. Температура суміші повітря  $t_b$  на виході з випарника ТН у досліджуваній схемі є вищою ніж у вихідній. Але при зростанні потоку теплоти на вентиляцію (при  $m > 1$ ) даний ефект знижується.

## 2.2 Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії

На рис. 2.5 зображена принципова схема теплонасосної системи опалення з використанням теплоти попередньо підігрітого за рахунок сонячної радіації атмосферного повітря. Принцип роботи схеми: теплоносій СК (наприклад, 35%-ний водний розчин пропіленгліколю) проходить через змійовик контактного теплообмінника (КТО), віддаючи теплоту сонячної радіації воді, яка циркулює у даному апараті. За допомогою вентилятора у КТО подається атмосферне повітря з температурою  $t_0$  та масовою витратою  $G_n$ . Вода, що циркулює в теплообміннику, розпилюється за допомогою форсунок у його верхній частині і підігріває повітря до температури  $t_1$ . Підігріте атмосферне повітря надходить до випарника ТН, де воно охолоджується і на виході має температуру  $t_b$ . Для компенсації витрат теплоти на опалення використовується тепловий потік від компресора ТН  $Q_{оп}$  з температурою теплоносія  $t_k$  на вході в систему опалення.



$K_{ТН}$  – конденсатор ТН;  $B_{ТН}$  – випарник ТН;  $K$  – компресор;  $B$  – вентилятор;  $СК$  – сонячний колектор;  $КТО$  – контактний теплообмінник для підігріву атмосферного повітря

Рисунок 2.5 – Принципова схема теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з утилізацією теплоти підігрітого за рахунок сонячної радіації атмосферного повітря

Попередній аналіз представленої вище схеми дозволяє зробити висновок, що використання додаткового джерела теплоти (у вигляді сонячної енергії) для повітряного ТН при будь-якій температурі зовнішнього повітря приводить до збільшення температури повітря  $t_1$  на вході до випарника ТН і це збільшення залежить від загальної потужності СК. Тому подальший кількісний аналіз схеми можна виконати двояким способом, а саме: задавшись або температурою  $t_1$ , або тепловою потужністю СК ( $Q_c$ ) при розрахунковій температурі атмосферного повітря. Для цього перш за все треба визначити співвідношення для поки що невідомих величин  $t_1$  і  $Q_c$ .

Залежності для величин  $t_1$  і  $Q_c$  можна отримати із системи рівнянь теплового балансу для сонячної установки і об'єкту опалення з ТН (виділені на схемі штриховими лініями). Відповідні рівняння мають вигляд:

$$Q_c + G_{\text{п}} c_p t_0 + L_{\text{в}} = G_{\text{п}} c_p t_1, \quad (2.24)$$

$$G_{\text{п}} c_p t_1 + L_{\text{к}} = G_{\text{п}} c_p t_{\text{в}} + Q_{\text{оп}}, \quad (2.25)$$

де  $L_{\text{к}}$ ,  $L_{\text{в}}$  – потужності приводу компресора ТН та вентилятора, кВт;  $Q_{\text{оп}}$  – тепловий потік на опалення, кВт;  $G_{\text{п}}$  – масова витрата повітря, що подається на випарник ТН, кг/с;  $t_0$ ,  $t_{\text{в}}$  – температури зовнішнього повітря і повітря на виході з випарника ТН, °С.

Потужності приводу компресора ТН і вентилятора визначаються за співвідношеннями

$$L_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{вип}}}{(\phi - 1)}, \quad (2.26)$$

$$L_{\text{в}} = \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} \Delta p \frac{1}{\eta}, \quad (2.27)$$

де  $Q_{\text{вип}}$  – теплове навантаження випарника ТН, кВт;  $\phi$  – коефіцієнт трансформації теплоти ТНУ;  $\rho_{\text{п}}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p$  – втрати тиску у випарнику ТН, кПа;  $\eta = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}$ ;  $\eta_{\text{в}}$  і  $\eta_{\text{пр}}$  – ККД вентилятора і його приводу відповідно.

Теплове навантаження випарника ТН у цьому випадку буде визначатись так

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{п}} c_p (t_1 - t_{\text{в}}), \quad (2.28)$$

де  $G_{\text{п}}$  – масова витрата атмосферного повітря на випарник ТН, кг/с;  $c_p$  – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·°С);  $t_1$ ,  $t_{\text{в}}$  – температури повітря на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С.

Тоді, із системи рівнянь (2.24) і (2.25) з урахуванням (2.26) – (2.28) можемо отримати вирази для  $t_1$  і  $Q_{\text{с}}$ , які мають вигляд:

$$t_1 = t_0 + \frac{A}{\eta} + \frac{Q_{\text{с}}}{Q_{\text{оп}}} \frac{\varphi}{\varphi - 1} \Delta t, \quad (2.29)$$

$$\frac{Q_{\text{с}}}{Q_{\text{оп}}} = \frac{(t_1 - t_0)}{\Delta t} \frac{\varphi - 1}{\varphi} - \frac{A}{\eta} \frac{\varphi - 1}{\varphi} \frac{1}{\Delta t}, \quad (2.30)$$

де  $\Delta t = t_1 - t_{\text{в}}$  – різниця температур повітря на вході і виході з випарника ТН, °С;  $A = \Delta p / (\rho_{\text{п}} c_p)$  – комплекс постійних величин, що залежить від аеродинамічного опору випарника.

Різниця температур  $\Delta t$  в формулах (2.29) і (2.30) на вході і виході з випарника ТН може бути прийнята рівною оптимальному значенню, яке при врахуванні роботи компресора і вентилятора згідно з роботою [10] визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}})}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}}} \left[ \eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_1 - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right] \quad (2.31)$$

і слабо залежить від температури на вході до випарника ТН [10].

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН визначається як

$$\Phi = \varphi_{\text{Т}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (2.32)$$

де  $\eta_{\text{ТН}}$  – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо  $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ ) [16, 17];

$\varphi_{\text{Т}}$  – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно  $\varphi_{\text{Т}}$  з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{T_{\text{К}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{К}}^{\text{ТН}} - T_{\text{В}}^{\text{ТН}}} = \frac{273 + t_{\text{К}} + \Delta t_{\text{К}}}{t_{\text{К}} - t_{\text{В}} + \Delta t_{\text{К}} + \Delta t_{\text{В}}}, \quad (2.33)$$

де  $T_{\text{В}}^{\text{ТН}}$  – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;  $T_{\text{К}}^{\text{ТН}}$  – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;  $t_{\text{В}}$  – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_{\text{К}}$  – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_{\text{В}}$  – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_{\text{К}}$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і гріючого теплоносія в системі опалення на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря-вода». Згідно з [16] для конденсатора ТН можна прийняти  $\Delta t_{\text{К}} = 5^\circ\text{С}$ , для випарника –  $\Delta t_{\text{В}} = 10^\circ\text{С}$ .

Температура теплоносія, що подається в систему опалення, визначається за співвідношенням [18]

$$t_{\text{К}} = t_{\text{П}} + (t_{\text{Т}}^{\text{Р}} - t_{\text{П}}) \left[ \frac{(t_{\text{П}} - t_0)}{(t_{\text{П}} - t_0^{\text{Р}})} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (2.34)$$

де  $t_{\text{П}}$  – температура повітря у приміщенні, становить  $20^\circ\text{С}$ ;  $t_0$  – температура навколишнього атмосферного повітря;  $t_{\text{Т}}^{\text{Р}}$  – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення за розрахункової температури атмосферного повітря  $t_0^{\text{Р}}$  (у даних розрахунках ця температура складає  $-22^\circ\text{С}$ );  $n = 0$  для низькотемпературних систем опалення. Розрахункова температура теплоносія в системі опалення приймається  $t_{\text{Т}}^{\text{Р}} = 45^\circ\text{С}$ .

Важливим параметром при визначенні коефіцієнта трансформації ТН є температура повітря на виході з випарника, що визначається як

$$t_{\text{в}} = t_1 - \Delta t_{\text{опт}}. \quad (2.35)$$

Саме ця температура, буде визначати ефективність роботи ТН за прийнятих умов. Тому, визначення мінімального значення цієї температури має принципове значення. В умовах використання додаткового джерела енергії для подальших розрахунках ми можемо прийняти, що мінімальне значення  $t_{\text{в}}$  знаходиться на рівні розрахункової температури зовнішнього повітря  $t_0^{\text{р}}$ . При цьому теплота атмосферного повітря не буде використовуватись, а необхідна витрата теплоти в випарнику ТН буде повністю покриватись за рахунок сонячної енергії. Тоді, із (2.35) випливає, що відповідна температура повітря на вході до випарника ТН буде мати граничне значення

$$t_1^{\text{гп}} = t_0^{\text{р}} + \Delta t_{\text{опт}}, \quad (2.36)$$

яке дозволить за формулою (2.30) визначити відповідну максимальну відносну потужність СК. Слід зазначити, що мінімальне значення температури  $t_{\text{в}}$  може бути прийняте на більш високому рівні, але це потягне за собою, у відповідності з (2.36), підвищення температури  $t_1^{\text{гп}}$  і, як наслідок, збільшення необхідної відносної потужності СК.

При підвищенні температури атмосферного повітря температура  $t_1$  на вході у випарник буде визначатись за рівнянням (2.28) в залежності від відношення  $Q_{\text{с}}/Q_{\text{оп}}$ , яке не буде залежати від атмосферних умов, оскільки тепловий потік, що відводиться в теплообміннику повітрям  $Q_{\text{с}}$  буде зменшуватись приблизно пропорційно зменшенню витрат теплоти на опалення внаслідок зменшення температурного напору між теплоносіями в теплообміннику.

Важливою характеристикою комбінованої теплонасосної установки є також аналіз відносного вкладу окремих нижніх джерел енергії в загальну витрату теплоти на опалення. При цьому вклад сонячної складової визначається рівнянням (2.29), а вклад теплоти атмосферного повітря може бути визначений із рівняння теплового балансу ТН, яке можна записати у вигляді

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}} + L_{\text{в}} + L_{\text{к}} = Q_{\text{оп}}, \quad (2.37)$$



де  $Q_p$  – тепловий потік, що вноситься із атмосферним повітрям, кВт.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (2.37) на  $Q_p$ , з урахування співвідношень (2.26) і (2.27), отримаємо

$$\beta = \frac{Q_p}{Q_{оп}} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} - k - \frac{\varphi - 1}{\varphi} \frac{A}{\eta \Delta t_{опт}}, \quad (2.38)$$

де  $k = Q_c / Q_{оп}$  – доля сонячної енергії в покритті загальних потреб теплоти на опалення.

Ефективність роботи теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з урахуванням затрат енергії на привід компресора ТН і вентилятора, що нагнітає повітря у випарник ТН, можна охарактеризувати величиною питомих затрат зовнішньої енергії на опалення, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб опалення

$$l_{оп} = \frac{L_k + L_B}{Q_{оп}}. \quad (2.39)$$

З урахуванням (2.26) – (2.28) після ряду математичних перетворень рівняння (2.39) для оцінки сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення буде мати вигляд

$$l_{оп} = \frac{1}{\varphi} \left[ 1 + \frac{A}{\eta} \cdot \frac{(\varphi - 1)}{\Delta t_{опт}} \right]. \quad (2.40)$$

Метою чисельного аналізу був вибір відносної теплової потужності системи СК, що забезпечує витрату теплоти на опалення в найбільш холодний період, тобто за розрахункової температури атмосферного повітря, а також інших параметрів теплонасосної схеми, що характеризують ефективність її роботи.

Залежність відносної теплової потужності системи СК від температури повітря  $t_1$  на вході до випарника ТН розрахована за формулою (2.29) і наведена на рис. 2.6. На цьому рисунку штриховими лініями відмічені граничні значення температури  $t_1^{гп}$ , розраховані за

формулою (2.36) і відповідні їм максимальні значення відносної потужності СК за різних значень комплексу  $A$ . Ці максимальні значення відношення  $Q_c / Q_{оп}$  слабо залежать від величини  $A$  і знаходяться в діапазоні  $Q_c / Q_{оп} = 0,517 \dots 0,557$ . Це означає, що за такої відносної потужності СК, вони повністю забезпечують потреби теплоти на опалення в розрахунковий період.

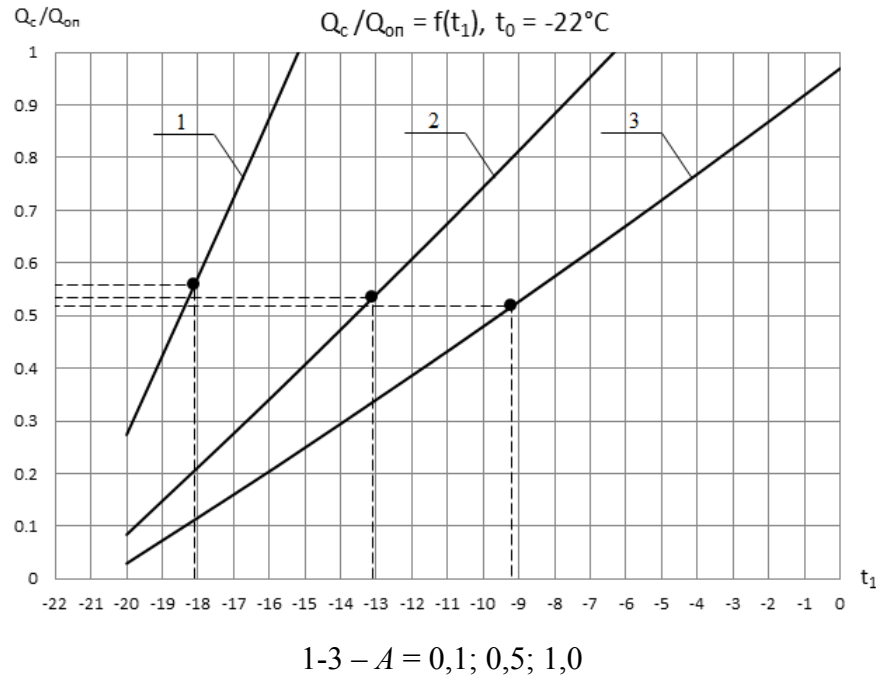
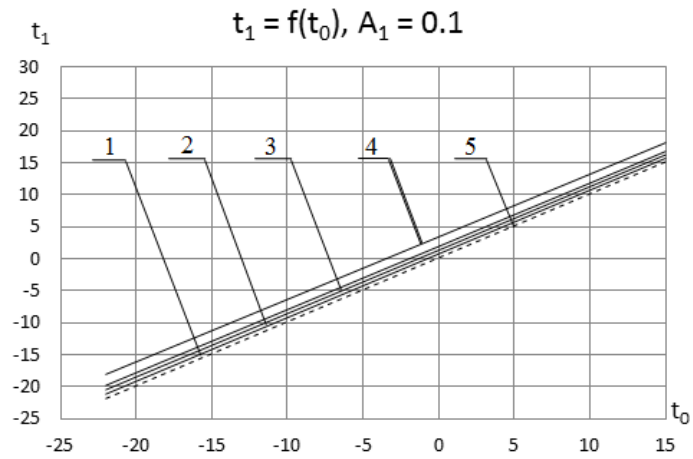


Рисунок 2.6 – Залежності відношення теплового навантаження СК до потоку теплоти на опалення від температури повітря на вході до випарника ТН

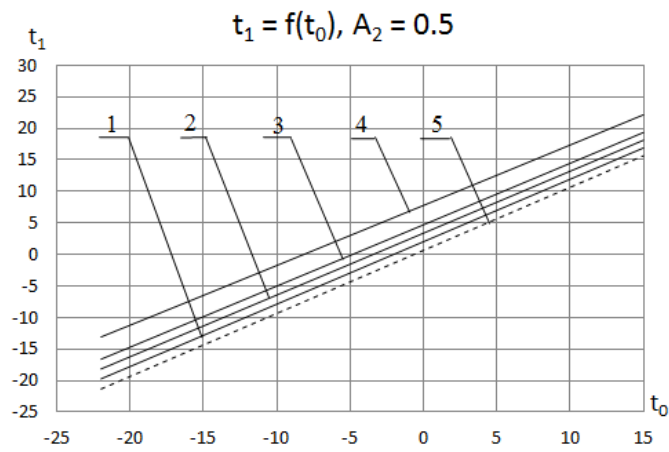
На рис. 2.7, а-в показана залежність температури повітря на вході до випарника від температури зовнішнього повітря за різних значень відношення  $k = Q_c / Q_{оп}$ . Штрихові лінії на графіках відповідають значенню  $k = 0$ , тобто випадку за відсутності СК і тоді  $t_1 = t_0$ . З графіків видно, що підігрів повітря за рахунок сонячної енергії за прийнятої потужності СК приводить до більш суттєвого підвищення температури  $t_1$  за великих значень комплексу  $A$ , тобто за великих значень аеродинамічного опору випарника ТН (рис. 2.7, в).



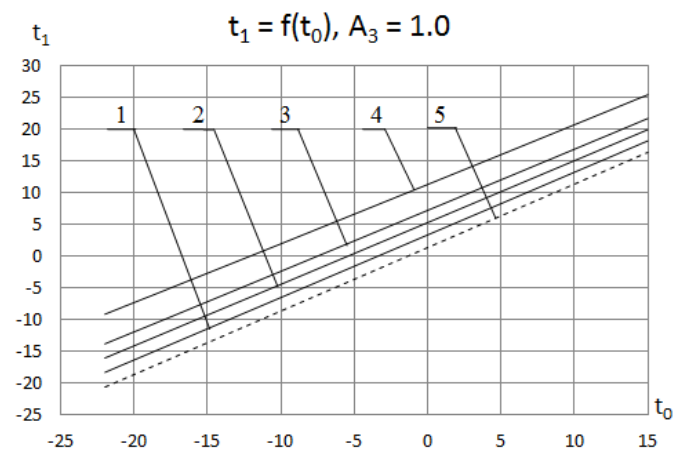
а)

а) –  $A = 0,1$ ; 1-3 –  $k = 0,1; 0,2; 0,3$ ; 4 –  $k_{кр} = 0,557$  (а); 5 –  $k = 0$

Рисунок 2.7 – Залежності температури повітря на вході до випарника ТН від температури атмосферного повітря



б)

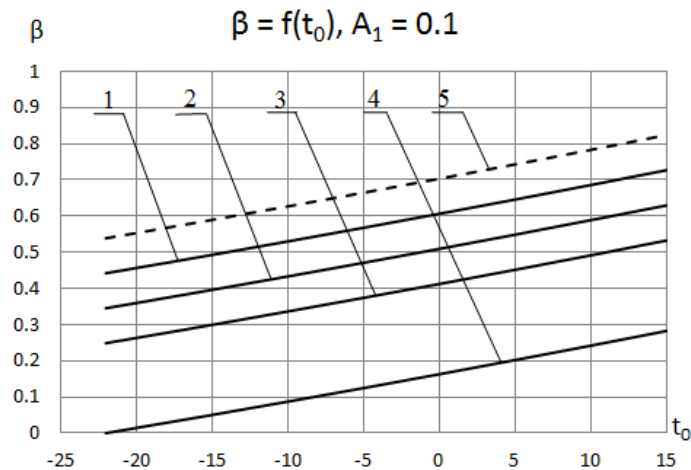


в)

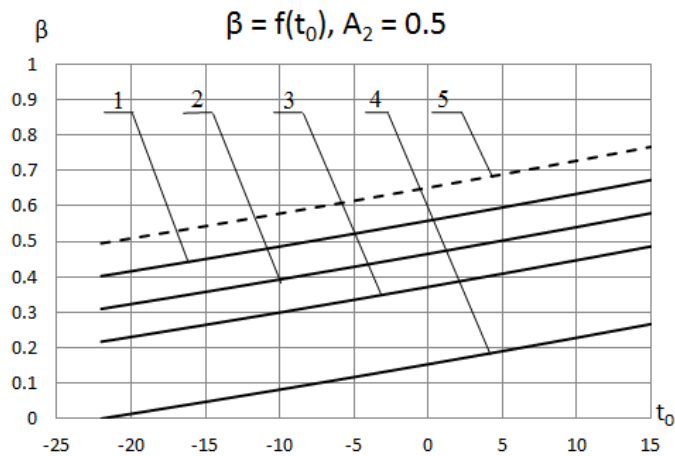
б), в) –  $A = 0,5; 1,0$  відповідно; 1-3 –  $k = 0,1; 0,2; 0,3$ ; 4 –  $k_{кр} = 0,533$  (б);  $0,517$  (в); 5 –  $k = 0$

Рисунок 2.7, аркуш 2

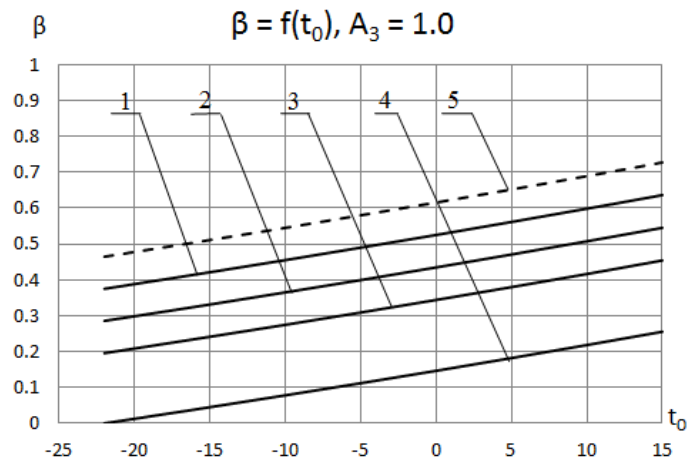
На рис. 2.8, а-в наведені графічні залежності відношення теплового потоку, отриманого за рахунок використання теплоти атмосферного повітря, до загальної витрати теплоти на опалення від температури атмосферного повітря  $\beta = f(t_0)$ , з яких видно, що коефіцієнт  $\beta$  зменшується зі збільшенням коефіцієнтів  $k$  та  $A$  і збільшується при підвищенні температури атмосферного повітря. Усе поле на графіках для коефіцієнта  $\beta$  нанесені криві ділять на три області: нижче кривих – область, що відповідає частці теплоти зовнішнього повітря в загальних потребах теплоти на опалення; між суцільними кривими та штрихованою лінією – частка сонячної енергії; вище штрихованої лінії – частка енергозатрат на привід компресора ТН і вентилятора. Видно, що за критичних значень коефіцієнтів  $k$  (криві 4) та розрахункового значення температури атмосферного повітря  $t_0^p$  величина  $\beta = 0$ , тобто теплота зовнішнього повітря в ТН не використовується.



а)



б)

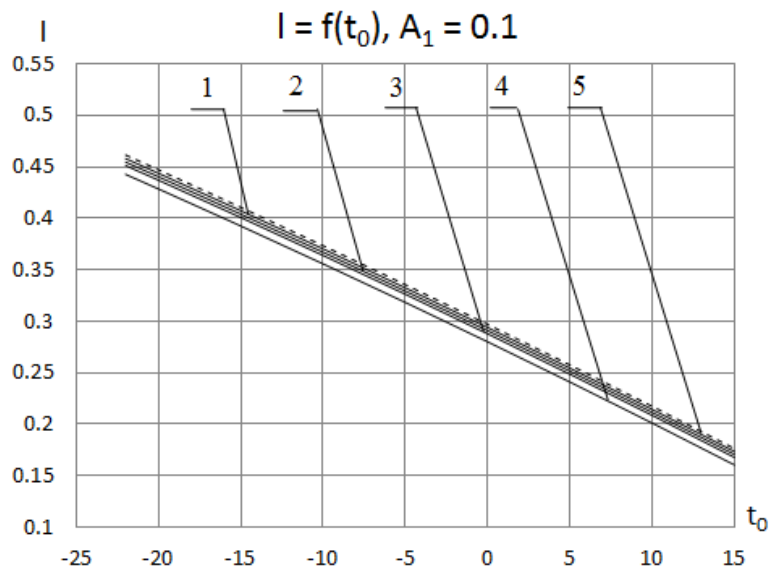


в)

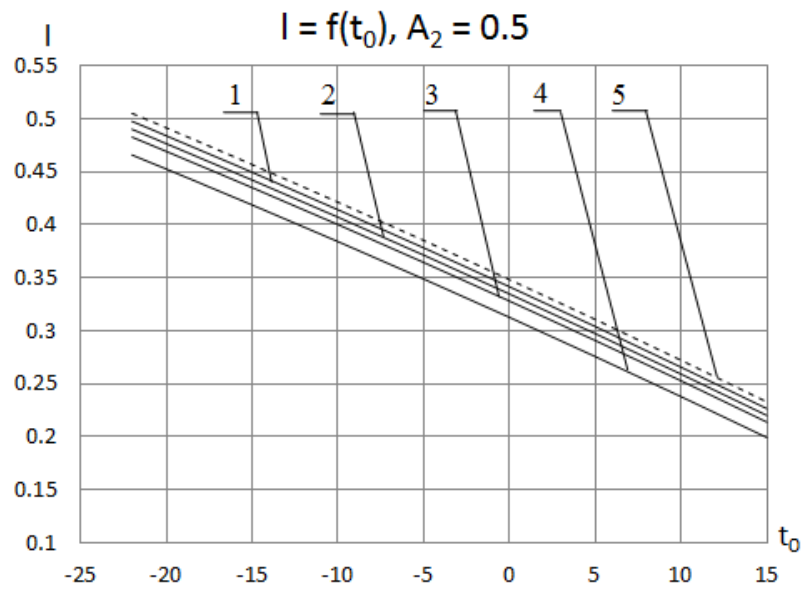
а), б), в) –  $A = 0,1; 0,5; 1,0$  відповідно; 1-3 –  $k = 0,1; 0,2; 0,3$ ;  
 4 –  $k_{кр} = 0,557$  (а);  $0,533$  (б);  $0,517$  (в); 5 –  $k = 0$ .

Рисунок 2.8 – Залежності відношення теплового потоку, що вноситься із атмосферним повітрям, до загальної витрати теплоти на опалення від температури атмосферного повітря

На основі числового аналізу співвідношення (2.39) побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури атмосферного повітря (рис. 2.9, а-в). Видно, що питомі затрати зменшуються з підвищенням температури навколишнього повітря та зі зростанням коефіцієнту  $k$ . При збільшенні аеродинамічного опору випарника ТН (при зростанні  $A$ ) питомі затрати, навпаки, збільшуються. Але перевага використання досліджуваної схеми порівняно з вихідною проявляється саме за високих значень коефіцієнта  $A$ . При значенні  $A = 0,1$  ця перевага стає мінімальною.



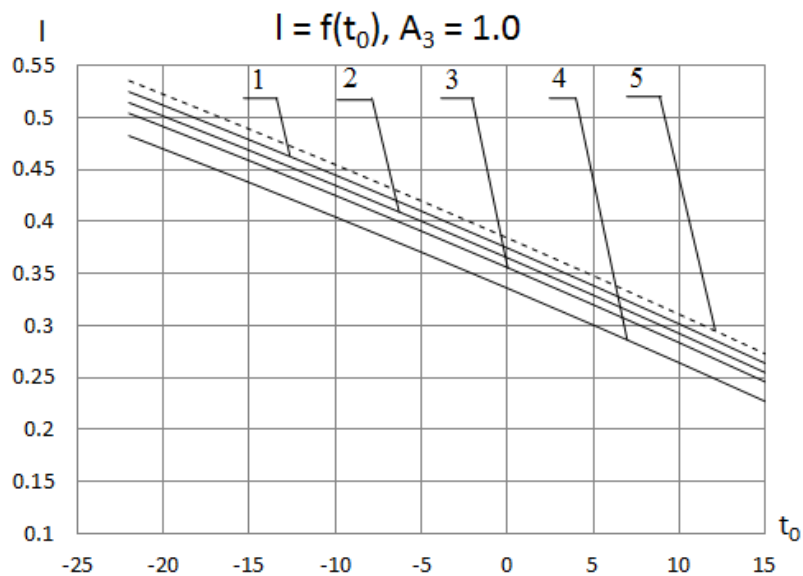
а)



б)

а), б) –  $A = 0,1; 0,5$  відповідно; 1-3 –  $k = 0,1; 0,2; 0,3$ ; 4 –  $k_{кр} = 0,557$  (а);  $0,533$  (б); 5 –  $k = 0$ .

Рисунок 2.9 – Залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури атмосферного повітря



в)

в) –  $A = 1,0$ ; 1-3 –  $k = 0,1; 0,2; 0,3$ ; 4 –  $k_{кр} = 0,517$  (в); 5 –  $k = 0$ .

Рисунок 2.9, аркуш 2

За результатами термодинамічного аналізу даної схеми можна зробити наступні висновки:

1. Використання теплоти підігрітого за рахунок сонячної радіації атмосферного повітря дозволяє забезпечити більш сприятливі температурні умови роботи ТН в холодний період року, підвищуючи температуру повітря на вході та виході з випарника.

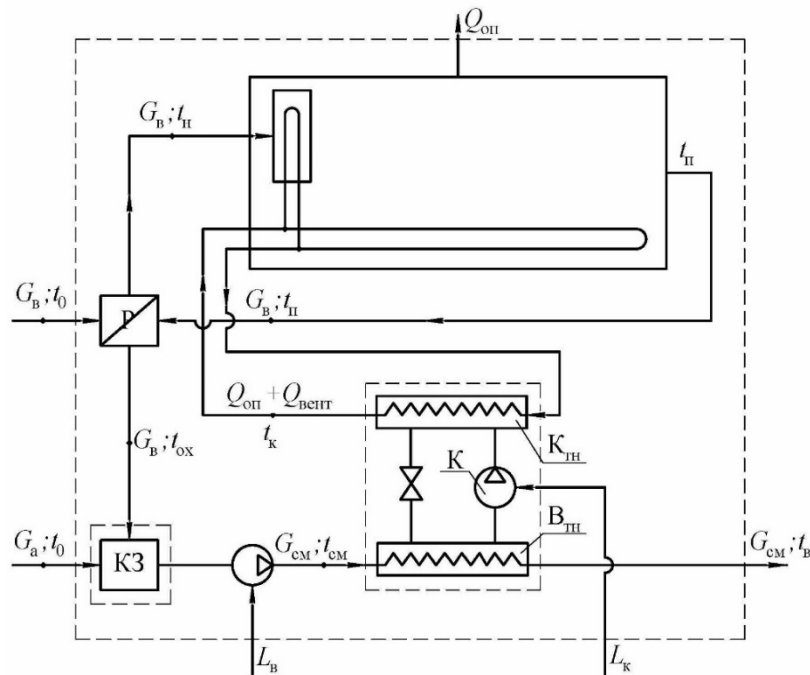
2. Комбіноване використання теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії в повітряних теплових насосах дає можливість забезпечити потреби теплоти на опалення при значному зменшенні необхідної теплової потужності або площі сонячних колекторів.

3. Наведена методика розрахунку дає змогу оцінити необхідну потужність сонячних колекторів за різних розрахункових температур атмосферного повітря.

4. Використання сонячної радіації як додаткового джерела теплоти для повітряних ТН в загальному випадку приводить до суттєвого зниження затрат зовнішньої енергії на вироблення теплоти в низькотемпературних теплонасосних системах опалення.

### **2.3 Ефективність теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря**

На рис. 2.10 зображена принципова теплонасосно-рекуператорна схема опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря. Принцип роботи схеми: зовнішнє повітря з температурою  $t_0$  і масовою витратою  $G_v$  подається в рекуператор, де відбувається його нагрівання до температури  $t_n$  за рахунок теплоти відпрацьованого повітря, відведеного з приміщення за температури  $t_p$ . Після цього повітря за температури  $t_n$  прямує в підігрівник повітря, до якого підводиться тепловий потік на вентиляцію  $Q_{\text{вент}}$ , і догрівається до температури  $t_p$ . Зовнішнє повітря з температурою  $t_0$  і масовою витратою  $G_a$  подається в камеру змішування, де підігрівається за рахунок змішування з охолодженим відпрацьованим повітрям після рекуператора за температури  $t_{ox}$  і з масовою витратою  $G_b$ . Отримана суміш повітря ( $t_{\text{сум}}$ ,  $G_{\text{сум}}$ ) після камери змішування спрямовується у випарник ТН, де повітря охолоджується і на виході має температуру  $t_b$ . Для компенсації витрат теплоти на опалення та вентиляцію використовується тепловий потік від конденсатора ТН  $Q_{\text{оп+вент}}$  з температурою теплоносія  $t_k$  на вході в систему опалення та вентиляції.



$K_{\text{ТН}}$  – конденсатор ТН;  $B_{\text{ТН}}$  – випарник ТН;  $K$  – компресор;  $B$  – вентилятор;  
 $KЗ$  – камера змішування;  $P$  – рекуператор

Рисунок 2.10 – Принципова теплонасосно-рекуператорна схема опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря

Термодинамічний аналіз будь-якої системи може бути виконаний на основі попереднього визначення термодинамічного стану цієї системи, що в свою чергу залежить від параметрів в її вузлових точках. Для даної схеми невідомими параметрами є температура повітря після рекуператора на вході в камеру змішування, на вході в приміщення, на виході з камери змішування або на вході в випарник ТН, на виході з випарника ТН, а також відносна витрата атмосферного повітря, витрата повітря, що надходить в камеру змішування. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

При цьому температури свіжого припливного та відпрацьованого повітря після рекуператора можуть бути визначені через коефіцієнт ефективності рекуператора, який має вигляд

$$\eta_p = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{ох}}}{t_{\text{п}} - t_0}. \quad (2.41)$$

Тоді, на підставі (2.41) рівняння для визначення температури охолодженого відпрацьованого  $t_{\text{ох}}$  та нагрітого припливного  $t_{\text{п}}$  повітря після рекуператора будуть мати вигляд



$$t_{\text{ох}} = t_{\text{п}} - (t_{\text{п}} - t_0) \eta_{\text{п}}, \quad (2.42)$$

$$t_{\text{н}} = t_0 + (t_{\text{п}} - t_0) \eta_{\text{п}}. \quad (2.43)$$

Рівняння теплового балансу камери змішування дає змогу визначити залежність температури суміші охолодженого після рекуператора вентиляційного й зовнішнього повітря на вході до випарника ТН  $t_{\text{сум}}$  від коефіцієнта  $K$  (відношення масової витрати зовнішнього атмосферного повітря ( $G_{\text{а}}$ ) до сумарної витрати повітря ( $G_{\text{сум}}$ ) через випарник ТН), яке має вигляд

$$K = G_{\text{ат}} / G_{\text{сум}}. \quad (2.44)$$

Згідно з рис. 2.10 тепловий баланс камери змішування можна записати так

$$G_{\text{а}} c_p t_0 + G_{\text{в}} c_p t_{\text{ох}} = G_{\text{сум}} c_p t_{\text{сум}}. \quad (2.45)$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (2.45) розділити на  $G_{\text{сум}} c_p$ , отримаємо таке співвідношення

$$\frac{G_{\text{а}} c_p}{G_{\text{сум}} c_p} t_0 + \frac{G_{\text{в}} c_p}{G_{\text{сум}} c_p} t_{\text{ох}} = t_{\text{сум}}. \quad (2.46)$$

З урахуванням рівняння (2.44), після ряду математичних перетворень, отримаємо вираз для залежності температури суміші повітря на вході до випарника ТН  $t_{\text{сум}}$  від коефіцієнта  $K$  (нехтуючи зміною питомої теплоємності)

$$t_{\text{сум}} = (1 - K) t_{\text{ох}} + K t_0. \quad (2.47)$$

Температура повітря на виході з випарника теплового насоса  $t_{\text{в}}$  може бути визначена за співвідношенням

$$t_{\text{в}} = t_{\text{сум}} - \Delta t_{\text{п}}^{\text{опт}}. \quad (2.48)$$

Різниця температур  $\Delta t$  в формулі (2.48) на вході і виході з випарника ТН може бути прийнята рівною оптимальному значенню, яке при врахуванні роботи компресора і вентилятора згідно з роботою [10] визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_k + \Delta t_k)}{\eta_v \eta_{\text{пр}}}} \left[ \eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_{\text{сум}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right], \quad (2.49)$$

де  $A = \Delta p / (\rho_{\text{п}} c_p)$  – комплекс постійних величин, що залежить від аеродинамічного опору випарника.

Температура теплоносія  $t_k$ , що подається в систему опалення, визначається за співвідношенням [18]

$$t_k = t_{\text{п}} + (t_{\text{т}}^{\text{р}} - t_{\text{п}}) \left[ \frac{(t_{\text{п}} - t_0)}{(t_{\text{п}} - t_0^{\text{р}})} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (2.50)$$

де  $t_{\text{п}}$  – температура повітря у приміщенні, становить  $20^{\circ}\text{C}$ ;  $t_0$  – температура навколишнього атмосферного повітря;  $t_{\text{т}}^{\text{р}}$  – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення за розрахункової температури атмосферного повітря  $t_0^{\text{р}}$  (у даних розрахунках ця температура складає  $-20^{\circ}\text{C}$ );  $n = 0$  для низькотемпературних систем опалення. Розрахункова температура теплоносія в системі опалення приймається  $t_{\text{т}}^{\text{р}} = 45^{\circ}\text{C}$ .

Для визначення коефіцієнта  $K$  використано рівняння теплового балансу всієї схеми (рис. 2.10) з урахуванням виразів (2.44), (2.56) – (2.59), оскільки заздалегідь невідомі масові витрати зовнішнього атмосферного та вентиляційного повітря

$$K = 1 - \left[ \frac{t_0 - t_{\text{в}}}{t_{\text{п}} - t_0} + \frac{t_{\text{сум}} - t_{\text{в}}}{(t_{\text{п}} - t_0)(\varphi - 1)} + \frac{A}{\eta(t_{\text{п}} - t_0)} \right] \cdot m, \quad (2.51)$$

де  $m$  – відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення

$$m = Q_{\text{вент}} / Q_{\text{оп}}. \quad (2.52)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН визначається як

$$\varphi = \varphi_T \eta_{TH}, \quad (2.53)$$

де  $\eta_{TH}$  – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо  $\eta_{TH} = 0,6$ ) [16, 17];

$\varphi_T$  – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно  $\varphi_T$  з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_B^{TH}}{T_K^{TH}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_B - \Delta t_B}{273 + t_K + \Delta t_K}}, \quad (2.54)$$

де  $T_B^{TH}$  – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;  $T_K^{TH}$  – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;  $t_B$  – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_K$  – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_B$  – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_K$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і гріючого теплоносія в системі опалення на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – вода». Згідно з [18] для конденсатора ТН можна прийняти  $\Delta t_K = 5^\circ\text{C}$ , для випарника –  $\Delta t_B = 10^\circ\text{C}$ .

Після визначення невідомих параметрів в вузлових точках схеми можна визначити ефективність роботи теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції. З урахуванням затрат енергії на привід компресора ТН і вентилятора, що нагнітає суміш повітря через випарник ТН, цю ефективність можна охарактеризувати величиною питомих затрат енергії на опалення та вентиляцію, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб опалення та вентиляції

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{L_K + L_B}{Q_{\text{оп+вент}}}, \quad (2.55)$$

при цьому потужність приводу компресора ТН визначається як

$$L_k = \frac{Q_{\text{вип}}}{(\varphi - 1)}, \quad (2.56)$$

де  $Q_{\text{вип}}$  – теплове навантаження випарника ТН, кВт;  $\varphi$  – коефіцієнт трансформації теплоти ТНУ, а теплове навантаження випарника ТН можна визначити за формулою

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{сум}} c_p (t_{\text{сум}} - t_{\text{в}}), \quad (2.57)$$

де  $G_{\text{сум}} = G_{\text{а}} + G_{\text{в}}$  – сумарна масова витрата зовнішнього атмосферного  $G_{\text{а}}$  і вентиляційного  $G_{\text{в}}$  повітря на випарник ТН, кг/с;  $c_p$  – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·°C);  $t_{\text{сум}}$ ,  $t_{\text{в}}$  – температури повітря на вході та виході з випарника ТН відповідно, °C.

Затрати енергії на привід вентилятора можна визначити за рівнянням

$$L_{\text{в}} = \frac{G_{\text{сум}}}{\rho_{\text{п}}} \Delta p \frac{1}{\eta}, \quad (2.58)$$

де  $\rho_{\text{п}}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p$  – втрати тиску у випарнику ТН, кПа;  $\eta = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}$ ;  $\eta_{\text{в}}$  і  $\eta_{\text{пр}}$  – ККД вентилятора і його приводу відповідно. Прийнято, що в оптимальному режимі роботи вентилятора  $\eta_{\text{в}} = 0,8$ , а ККД приводу  $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ .

Сумарний тепловий потік, вироблений в схемі для задоволення потреб на опалення та вентиляцію, визначається за співвідношенням

$$Q_{\text{оп+вент}} = Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}} = Q_{\text{вент}} (1 + 1/m) = G_{\text{в}} c_p (t_{\text{п}} - t_0) (1 + 1/m), \quad (2.59)$$

де  $t_{\text{п}}$ ,  $t_0$  – температура повітря в приміщенні та температура навколишнього середовища відповідно.

З урахуванням рівнянь (2.41) – (2.45), (2.57) після ряду математичних перетворень рівняння (2.55) для оцінки сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на теплонасосно-рекуператорну схему опалення та вентиляції буде мати вигляд

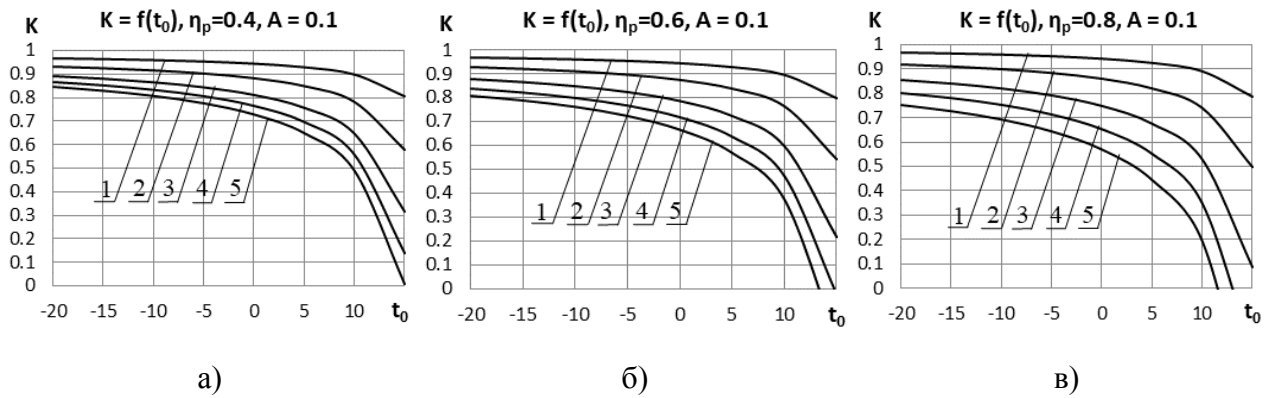
$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{\left[ \frac{t_{\text{сум}} - t_{\text{в}}}{\varphi - 1} + \frac{A}{\eta} \right] \cdot m}{(1 - K)(t_{\text{п}} - t_0)(1 + m)}.$$

(2.60)

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (2.42), (2.47) – (2.54) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури навколишнього середовища, відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення та коефіцієнта рекуперації як на параметри системи (відношення масової витрати зовнішнього атмосферного повітря до сумарної витрати повітря через випарник ТН (рис. 2.11), температури суміші повітря на вході до випарника ТН (рис. 2.12) та на виході з нього (рис. 2.13), коефіцієнт трансформації ТН (рис. 2.14)), так і на термодинамічну ефективність застосування теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря (рис. 2.15).

При виборі величини  $m$  врахована така обставина. Відомо, що відносні витрати теплоти на вентиляцію житлових приміщень становлять близько 10...100 % від витрат теплоти на опалення, а для будівель громадського призначення витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька раз перевищувати відповідні витрати теплоти на опалення [10]. У зв'язку з цим в наведеному нижче аналізі взято наступні значення величини  $m = 0,2; 0,5; 1; 1,5; 2$ . Було також проведено порівняння отриманих результатів за умови, коли використовується лише теплота атмосферного повітря, тобто коли  $m = 0$ . Співвідношення заданих величин  $A$ , яке встановлене з урахуванням сучасного реального значення аеродинамічного опору випарника ТН як конвективного теплообмінника, було прийнято 0,1 [19].

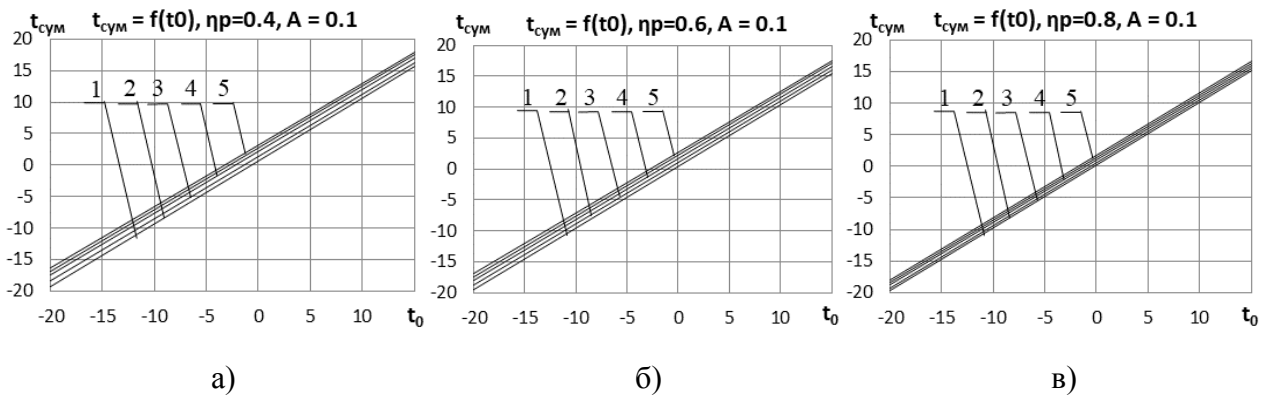
На рис. 2.11, а-в наведено графічні залежності відношення масових витрат повітря від температури навколишнього середовища  $K = f(t_0)$ , з якої видно, що зі збільшенням  $m$  коефіцієнт  $K$  зменшується, тобто зменшується відносна масова витрата зовнішнього атмосферного повітря. Цей вплив проявляється істотніше при підвищенні температури навколишнього середовища. Із рис. 2.11 видно, що в діапазоні  $m 1,5...2$  і за температур навколишнього середовища близько 15°C теплонасосно-рекуператорна система взагалі може працювати тільки за рахунок теплоти вентиляційних викидів (при  $\eta_p > 0,4$ ).



а), б), в) –  $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$  відповідно; 1-5 –  $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

Рисунок 2.11 – Залежність відносної долі свіжого повітря від температури зовнішнього атмосферного повітря

На рис. 2.12, а-в наведено графічні залежності температури суміші повітря на вході до випарника ТН від температури атмосферного повітря  $t_{\text{сум}} = f(t_0)$ , з якої видно, що температура  $t_{\text{сум}}$  зростає зі збільшенням коефіцієнта  $m$  через зменшення складової зовнішнього повітря. Також слід відзначити, що температури  $t_{\text{сум}}$  перевищують відповідні значення температур зовнішнього атмосферного повітря, що забезпечує більш надійну роботу ТН порівняно з використанням лише теплоти атмосферного повітря (із зростанням  $\eta_p$  даний ефект знижується).

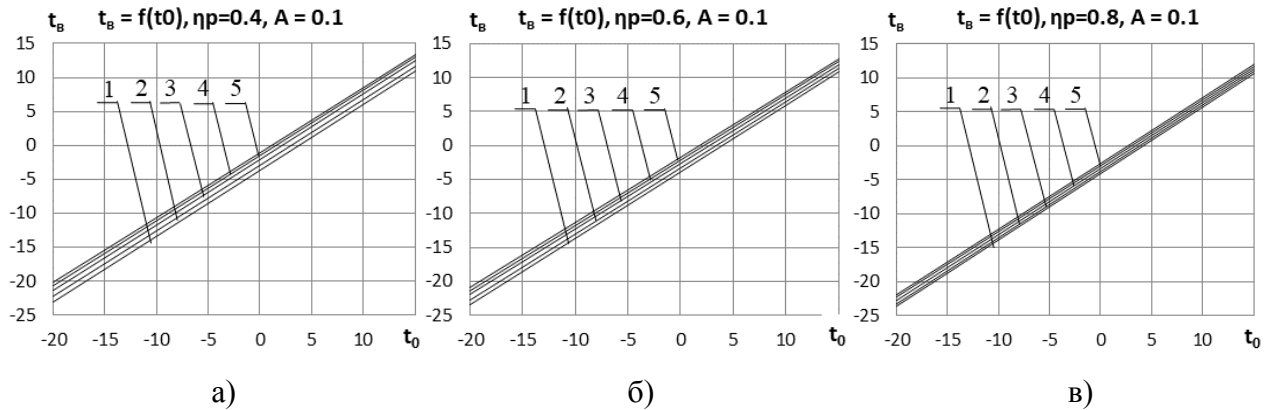


а), б), в) –  $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$  відповідно; 1-5 –  $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

Рисунок 2.12 – Залежності температури суміші повітря на вході до випарника ТН від температури зовнішнього атмосферного повітря

З наведених на рис. 2.13, а-в графіків видно, що температура відпрацьованої суміші повітря на виході з випарника ТН зростає зі збільшенням коефіцієнта  $m$ , оскільки відбувається

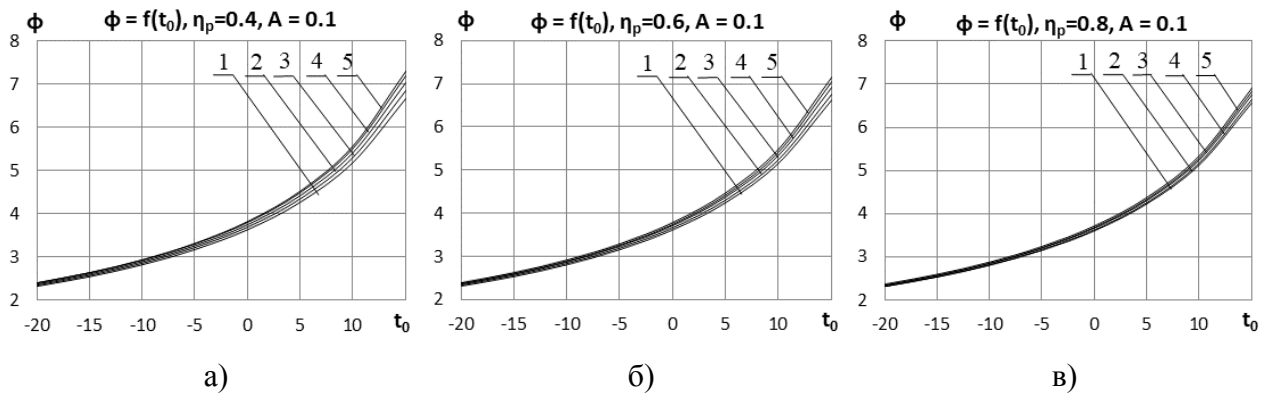
ріст температури  $t_{\text{сум}}$  перед випарником. При відношенні потоку теплоти на вентиляцію до опалення, більшому за  $m = 2$ , температура суміші буде перевищувати (на рисунках не показано) відповідні значення температур навколишнього повітря, що свідчить про покращення умов роботи теплонасосно-рекуператорної установки. Зростання коефіцієнта рекуперації  $\eta_p$  призводить, навпаки, до зменшення температури відпрацьованої суміші повітря на виході з випарника ТН, що відбувається внаслідок зменшення витрати повітря через випарник через зменшення доли свіжого повітря.



а), б), в) –  $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$  відповідно; 1-5 –  $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

Рисунок 2.13 – Залежності температури суміші повітря на виході з випарника ТН від температури зовнішнього атмосферного повітря:

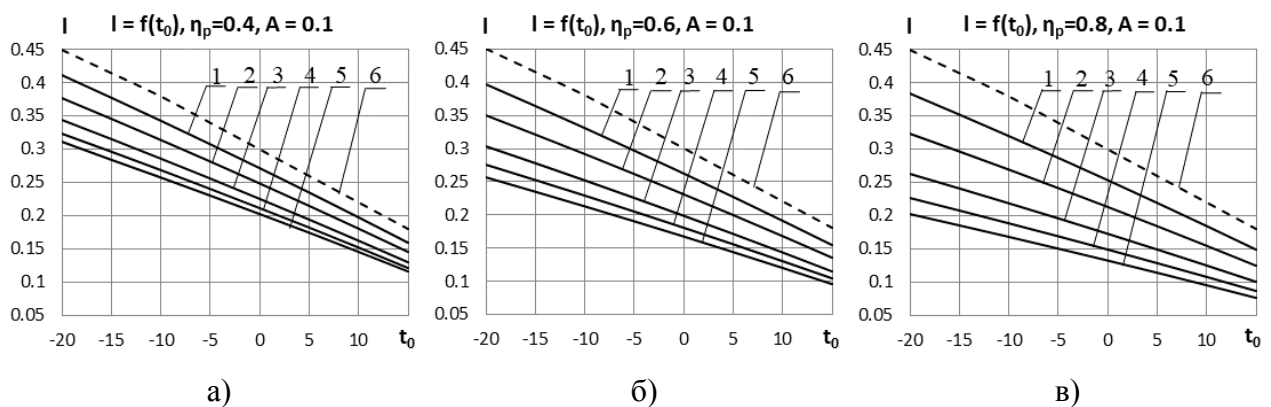
На рис. 2.14, а-в наведено графічні залежності коефіцієнта трансформації ТН від температури навколишнього середовища  $\phi = f(t_0)$ , з яких видно, що коефіцієнт трансформації  $\phi$  зростає зі збільшенням температури навколишнього середовища і коефіцієнта  $m$ , оскільки зменшується різниця температур між температурами теплоносія в системі опалення  $t_k$  та повітря на виході з випарника ТН  $t_b$ . При зростанні коефіцієнта рекуперації  $\eta_p$  коефіцієнт трансформації ТН зменшується через збільшення вказаної різниці температур. Значення коефіцієнта  $\phi$  свідчать про досить сприятливі умови роботи ТН при використанні теплоти атмосферного повітря та вентиляційних викидів в основному діапазоні зміни температури навколишнього середовища.



а), б), в) –  $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$  відповідно; 1-5 –  $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$

Рисунок 2.14 – Залежності коефіцієнта трансформації теплоти ТН від температури зовнішнього атмосферного повітря

На основі числового аналізу співвідношення (2.60) з урахуванням отриманих значень таких параметрів, як коефіцієнт  $K$ , температури суміші повітря на вході  $t_{\text{сум}}$  та виході  $t_{\text{в}}$  з випарника ТН та коефіцієнт трансформації теплоти ТН  $\phi$ , побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури навколишнього середовища (рис. 2.15, а-в). Із рис. 2.15 видно, що питомі затрати зовнішньої енергії зменшуються з підвищенням температури навколишнього середовища та зі зростанням коефіцієнта  $m$ . Переваги використання досліджуваної схеми порівняно з вихідною (без утилізації теплоти вентиляційних викидів) зростають зі збільшенням як відносних витрат теплоти на вентиляцію  $m$ , так і коефіцієнта рекуперації  $\eta_p$ .



а), б), в) –  $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$  відповідно; 1-5 –  $m = 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ ; 6 –  $m = 0$

Рисунок 2.15 – Залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури зовнішнього атмосферного повітря



За результатами термодинамічного аналізу даної схеми можна зробити наступні висновки:

1. Комбіноване використання теплоти вентиляційного та атмосферного повітря у теплонасосно-рекуператорній схемі порівняно з використанням теплоти тільки атмосферного повітря є завжди більш ефективним при будь-яких значеннях параметра  $m$ . Ця перевага підвищується зі збільшенням коефіцієнта рекуперації  $\eta_p$ .

2. При значеннях  $m = 1,5 - 2$  та  $\eta_p = 0,8$  питомі затрати зовнішньої енергії у досліджуваній схемі на 50-55% менші ніж у схемі без утилізації теплоти вентиляційного повітря (за розрахункової температури зовнішнього атмосферного повітря  $-20^\circ\text{C}$ ).

3. У діапазоні  $m = 1,5 - 2$  і за температур навколишнього середовища близько  $15^\circ\text{C}$  теплонасосно-рекуператорна система здатна працювати тільки за рахунок теплоти вентиляційних викидів (при  $\eta_p > 0,4$ ).

## 2.4 Порівняння теплонасосних схем за питомими показниками. Висновки до розділу

У якості критерію порівняння досліджених схем обрано величину питомих затрат зовнішньої енергії на теплопостачання, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб теплопостачання. При цьому значення даної величини беруться за умови, що співвідношення заданих величин  $A = 0,1$ , а ККД теплового насоса  $\eta_p = 0,6$ . На рис. 2.4, 2.9 і 2.15 зображено залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури зовнішнього атмосферного повітря  $l = f(t_0)$ . З цих рисунків, згідно з зазначеними вище умовами, обираємо криві з найменшими значеннями питомих затрат  $l$  (рис. 2.4 в, крива 3; рис. 2.9 а, крива 4; рис. 2.15 б, крива 5). У табл. 2.1 наведено числові значення питомих затрат обраних кривих. Окремо ці криві питомих затрат зображено на рис. 2.16.

Таблиця 2.1 – Числові значення питомих затрат зовнішньої енергії в залежності від температури атмосферного повітря трьох теплонасосних схем теплопостачання

$t_0, ^\circ\text{C}$	$l_{\text{ТП}}$		
	I	II	III
15	0.148	0.160	0.096
10	0.159	0.201	0.121
5	0.193	0.241	0.145
0	0.233	0.280	0.168
-5	0.272	0.318	0.191
-10	0.310	0.356	0.213
-15	0.346	0.392	0.235
-20	0.379	0.428	0.257

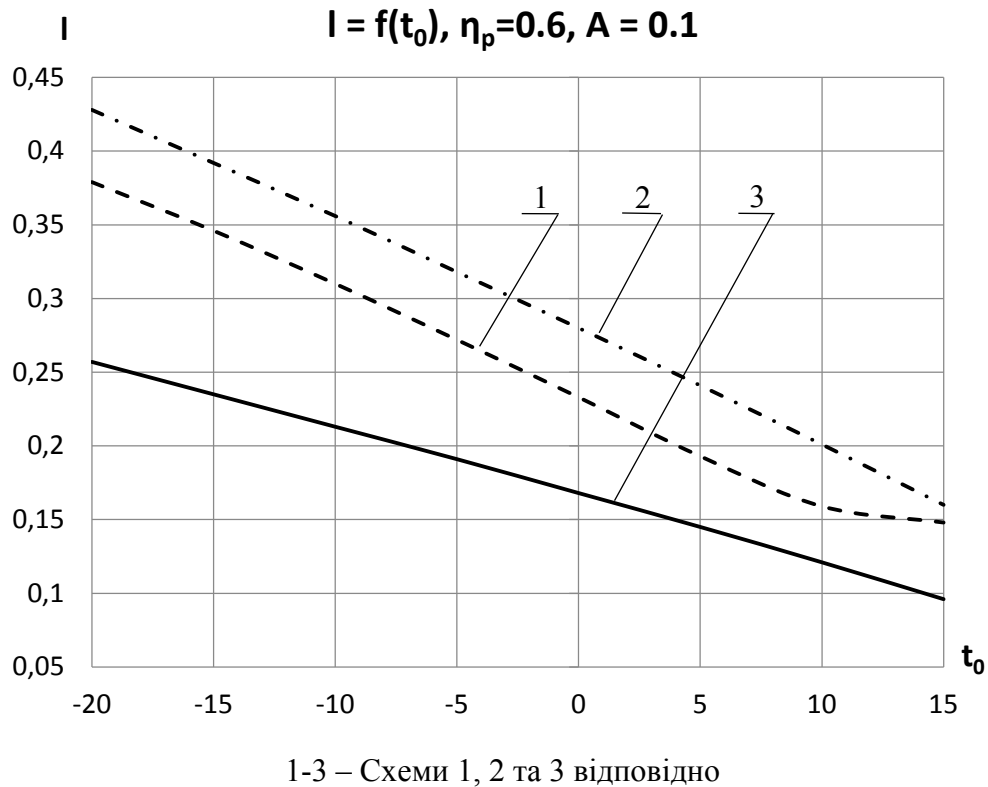


Рисунок 2.16 – Криві з найменшими значеннями питомих затрат зовнішньої енергії трьох теплонасосних схем теплопостачання

З графіків видно, що третя схема (з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря) є найбільш енергоефективною серед представлених. Друга схема (з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії) виявилась найменш ефективною. А зі зростанням комплексу величин  $A$  її питомі затрати стають ще більшими. Крім, цього дана схема є більш капіталозатратною, адже, у порівнянні з двома іншими, вона потребує більш коштовне обладнання для утилізації додаткового джерела енергії у вигляді сонячного випромінювання. Для першої схеми (з утилізацією теплоти стічних вод), яка може здаватись «оптимальною» серед трьох, також слід враховувати ту обставину, що додаткове джерело теплоти у вигляді стічних вод не є поширеним. Тому ефективною дана схема може бути в неширокому колі об'єктів, таких як готелі або пральні. Наведену ефективність третьої схеми може бути досягнуто лише за умови високого значення коефіцієнта  $m$  (відносний вклад потреб теплоти на вентиляцію в загальному теплопостачанні об'єкта)  $> 1$ . Іншими словами, ця схема є ефективною тільки для об'єктів великого об'єму зі значними потребами теплоти для системи вентиляції. Найчастіше це торговельні об'єкти та адміністративні будівлі з постійним

перебуванням людей, перед якими є обов'язок дотримання санітарних норм з постачання свіжого повітря певних параметрів.

### **3. ПРИКЛАД ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ РЕАЛЬНОГО СОЦІАЛЬНОГО ОБ'ЄКТА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ОДНІЄЇ З ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ**

Зважаючи на отримані результати порівняння теплонасосних схем у попередньому розділі, приклад теплопостачання реального соціального об'єкта наводиться із застосуванням теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря.

Для оцінки ефективності даної схеми в порівнянні з базовою, тобто без утилізації теплоти вентиляційних викидів, було розглянуто реальний об'єкт, який являє собою громадську будівлю, а саме: школу, у якій є потреби на опалення і вентиляцію та гаряче водопостачання. Були проведені розрахунки затрат зовнішньої енергії, необхідної кількості теплових насосів як для базової схеми, так і для схеми з рекуперацією теплоти вентиляції.

#### **3.1 Характеристика об'єкта**

У роботі розглядається система теплопостачання спеціалізованої загальноосвітньої школи №12 на базі відновлюваних джерел теплоти за адресою: м. Житомир, Старий Бульвар, 4.

Спеціалізована загальноосвітня школа, що являє собою чотирьохповерхову конструкцію з горищем, без підвалу, загальною площею 3617 м<sup>2</sup>, оснащена повітряними тепловими насосами (повітря-вода). Розміри стін: 55,86×23,98 м, висота стелі поверхів 3,8 м. Стіни складаються з шарів червоної глиняної цегли (густина 1800 кг/м<sup>3</sup>) та плит мінеральної вати «Izovat» (густина 135 кг/м<sup>3</sup>). Загальна площа вікон становить 764,3 м<sup>2</sup>. У віконні прорізи встановлено двокамерні склопакети з відстанню між стеклами 8 мм, дерев'яні віконні рами. У прорізи для дверей встановлено зовнішні металеві двері з утепленням та зовнішні металопластикові двері. Загальна площа зовнішніх дверей становить 25 м<sup>2</sup>. Перекриття, суміжне з горищем, залізобетонне, утеплювач – шлак. До підлоги першого поверху входить шар утеплювача «Техноніколь».

На рис. 3.1 показано план навчального закладу.

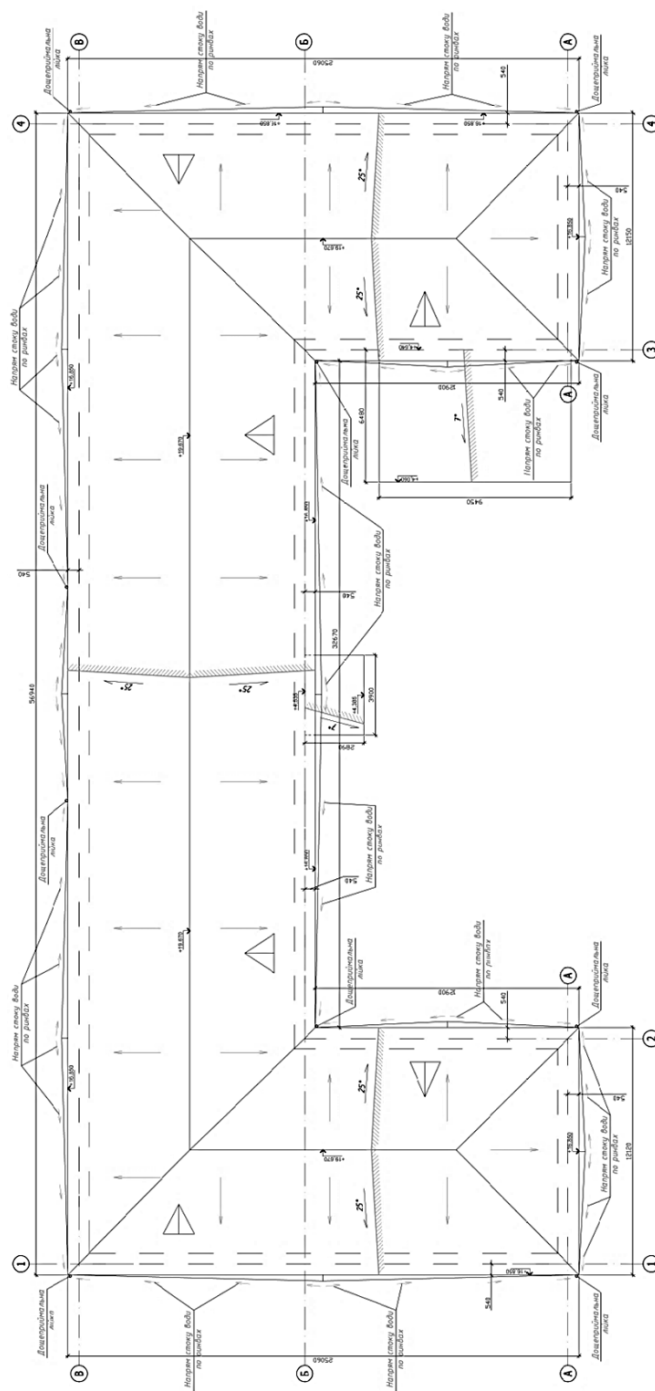


Рисунок 3.1 – План навчального закладу

### 3.2 Результати розрахунків теплових втрат приміщень

Попередньо було проведено розрахунки теплового навантаження на системи опалення та вентиляції та витрати теплоти на гаряче водопостачання. Результати даних розрахунків зведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Витрати теплоти на систему опалення та ГВП

Вид навантаження	Позначення	Величина, кВт
1 Витрати теплоти на опалення та вентиляцію	$Q_o$	227,6
2 Витрати теплоти на ГВП	$Q_{г.в}^{макс}$	11,2
Загальні витрати теплоти	$\Sigma Q$	238,8

### 3.3 Вибір моделі теплового насоса

Сума опалювальних навантажень за розрахункової температури  $t_0^p = -20^\circ\text{C}$  для опалення і вентиляції та приготування гарячої витратної води складає  $\Sigma Q = 238,8 \text{ кВт}$ . Температура теплоносія в системі опалення за розрахункової температури становить  $t_T^p = 45^\circ\text{C}$ .

Обираємо напівпромислову модель теплового насоса SANV-P500YA-HPB для підігріву води «повітря-вода» виробництва компанії «Mitsubishi Electric» (Японія) [19]. Обраний тепловий насос виконаний у вигляді моноагрегату зовнішньої установки. Тепловий насос зображено на рис. 3.2.



Рисунок 3.2 – Повітряний тепловий насос для підігріву води типу «повітря-вода» моделі SANV-P500YA-HPB

Характеристику теплового насоса наведено в табл. 3.2 [19].

Таблиця 3.2 – Технічна характеристика обладнання

Model			CAHV-P500YA-HPB
Power source			3-phase 4-wire 380-400-415 V 50/60 Hz
Capacity <sup>*1</sup>		kW	45
		kcal/h	38700
		Btu/h	153540
	Power input	kW	12.9
	Current input	A	21.78-20.69-19.94
COP (kW/kW)			3.49
Water pressure drop <sup>*2</sup>			12.9 kPa (1.87 psi)
Temperature range <sup>*4</sup>	Outlet water temperature		40-65°C (35-70°C) (25-70°C)
	Outdoor temperature	D.B.	-20-40°C (-10-40°C) (0-40°C)
Circulating water volume range			7.5 m <sup>3</sup> /h-15.0 m <sup>3</sup> /h
Sound pressure level (measured in an anechoic room) <sup>*1</sup>		dB (A)	59
Sound pressure level (measured in an anechoic room) <sup>*3</sup>		dB (A)	63
Water pipe diameter and type	Inlet	mm (in)	38.1 (Rc 1 1/2"), screw pipe
	Outlet	mm (in)	38.1 (Rc 1 1/2"), screw pipe
External finish			Acrylic painted steel sheet <Munsell 5Y 8/1 or similar>
External dimensions H x W x D		mm in	1710 (1650 not including legs) x 1978 x 759 67.3 (65.0 not including legs) x 77.9 x 29.9
Net weight		kg (lb)	526 (1160)
Design pressure	R407C	MPa	3.85
	Water	MPa	0-1.0
Heat exchanger	Water-side		Copper brazed stainless-steel sheet
	Air-side		Plate fins and copper tubes
Compressor	Type		Inverter scroll hermetic compressor
	Manufacturer		MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION
	Starting method		Inverter
	Motor output	kW	7.5 x 2
	Case heater	kW	0.045 X 2
	Lubricant		MEL 32
Fan	Air flow rate	m <sup>3</sup> /min	185 x 2
		L/s	3083 x 2
		cfm	6532 x 2
	External static pressure		0 Pa (0 mm H <sub>2</sub> O)
	Type and quantity		Propeller fan x 2
	Control and driving mechanism		Inverter control, direct driven by motor
	Motor output	kW	0.46 x 2
Defrosting method			Auto-defrost mode (Reversed refrigerant cycle)
Refrigerant	Type and factory charge	kg	R407C, 5.5 kg x 2
	Flow and temperature control		LEV and HIC circuit

У таблиці теплова потужність, робота компресора і COP вказані за наступних умов: температура навколишнього середовища 7°C, температура гарячої води на виході з теплового насоса 45°C.

На рис. 3.3 наведено графіки корекції теплового навантаження та потужності на компресор в залежності від температури навколишнього середовища.

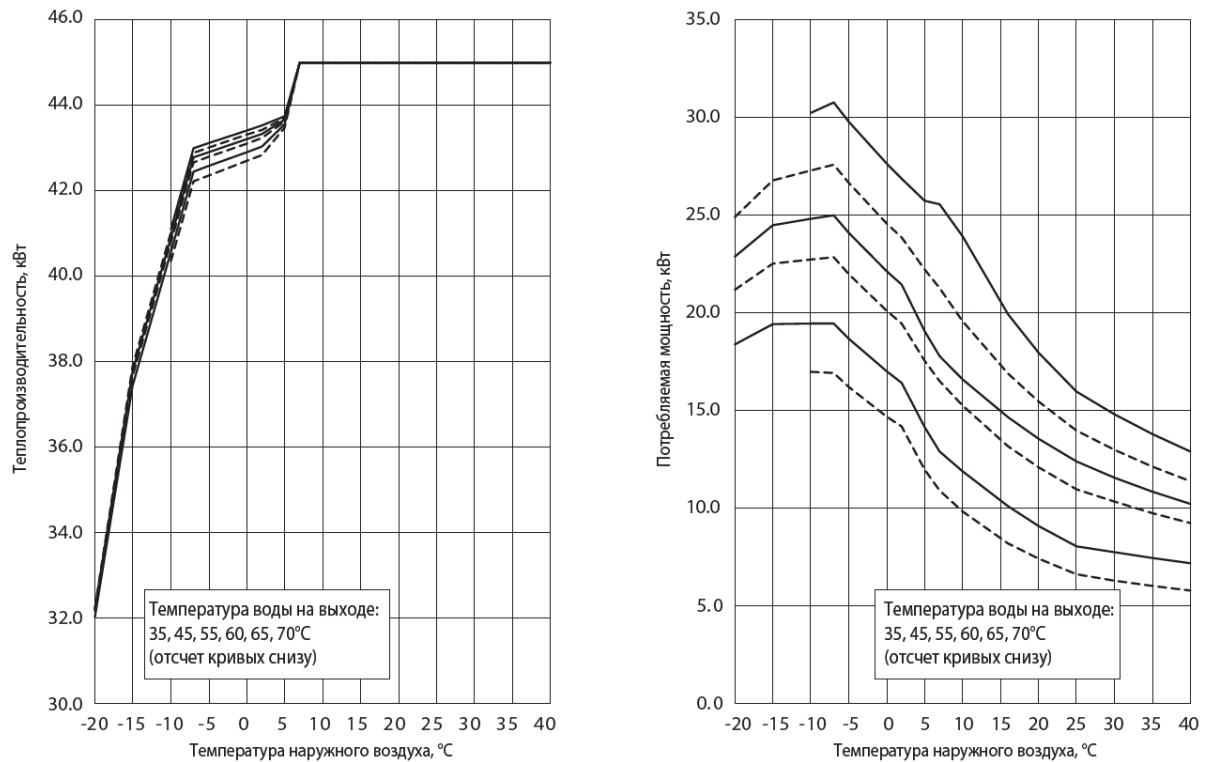


Рисунок 3.3 – Графіки корекції теплового навантаження та потужності на компресор в залежності від температури навколишнього середовища

За результатами розрахунків теплового навантаження на системи опалення та вентиляції, використовуючи формулу (2.52), відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення  $m = 1,5$ .

У подальших розрахунках використовуються наступні величини та їх значення: співвідношення заданих величин  $A = 0,1$ ; коефіцієнт ефективності рекуператора  $\eta_p = 0,8$ .

Температура повітря на вході до випарника ТН  $t_{\text{сум}}$  має граничне значення і визначається за формулою (2.47). Обчислення даної температури виконується методом послідовних наближень. Використовуючи програму Microsoft Office Excel, знайдено її граничне значення, яке становить  $t_{\text{сум}} = -18,4^\circ\text{C}$ .

### 3.4 Розрахунок зовнішніх затрат енергії на теплонасосно-рекуператорну систему теплопостачання

Сумарні витрати теплоти  $\Sigma Q$  зі зміною температури навколишнього повітря також змінюються, при цьому змінюється складова на опалення, а складова на ГВП залишається постійною. Тому необхідно визначити значення сумарного теплового навантаження у відповідності зі зниженням температури навколишнього середовища.

Перерахунок теплового навантаження здійснюється за формулою

$$\Sigma Q = Q_o \frac{t_{\text{п}} - t_0}{t_{\text{п}} - t_0^{\text{p}}} + Q_{\text{Г.В}}^{\text{макс}}. \quad (3.1)$$

Витрати теплоти на ГВП постійні та складають  $Q_{\text{Г.В}}^{\text{макс}} = 11,2$  кВт.

Використовуючи програму Microsoft Office Excel, було отримано результати розрахунків зміни сумарних витрат теплоти  $\Sigma Q$  в залежності від температури навколишнього повітря, які наведено у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунків сумарних витрат теплоти в залежності від температури навколишнього повітря

$t_0, ^\circ\text{C}$	$Q_o, \text{кВт}$	$\Sigma Q, \text{кВт}$
15	28,45	39,65
10	56,9	68,1
5	85,35	96,55
0	113,8	125
-5	142,25	153,45
-10	170,7	181,9
-15	199,15	210,35
-20	227,6	238,8

З формули (2.55) зовнішня енергія затрачується на привід компресора ТН і вентилятора, що нагнітає повітря у випарник ТН:  $L_{\text{к}} + L_{\text{в}}$ .

Величини питомих затрат зовнішньої енергії на систему теплопостачання  $l_{\text{ТП}}$ , що являють собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої



теплоти для задоволення потреб опалення і вентиляції та ГВП, розраховано з використанням програми Microsoft Office Excel методом послідовних наближень (алгоритм та величини, що входять в нього, описані в розділі 2, п. 3). Також проведено розрахунки за  $m = 0$ , тобто без утилізації вентиляційних викидів. Результати розрахунків зведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунків питомих затрат зовнішньої енергії на систему теплопостачання при  $A = 0,1$ ;  $\eta_p = 0,8$

$t_0, ^\circ\text{C}$	$l_{\text{ТП}}$	
	$m = 0$	$m = 1,5$
15	0.18	0.087
10	0.22	0.109
5	0.26	0.129
0	0.3	0.149
-5	0.34	0.169
-10	0.38	0.189
-15	0.415	0.208
-20	0.45	0.227

Виразивши з формули (2.55) затрати зовнішньої енергії, отримаємо наступну формулу

$$L_K + L_B = l_{\text{ТП}} \cdot \Sigma Q. \quad (3.2)$$

У табл. 3.3 наведено результати розрахунків змін сумарних витрат теплоти  $\Sigma Q$  в залежності від температури навколишнього повітря. Ці дані використано для подальшого розрахунку затрат зовнішньої енергії.

Використовуючи програму Microsoft Office Excel, знайдено чисельні значення затрат зовнішньої енергії. Результати розрахунків зведено в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунків затрат зовнішньої енергії на систему теплопостачання при  $A = 0,1$ ;  $\eta_p = 0,8$

$t_0, ^\circ\text{C}$	$\Sigma Q, \text{кВт}$	$L_K + L_B, \text{кВт}$	
		$m = 0$	$m = 1,5$
15	39,65	7.137	3.45
10	68,1	14.982	7.42
5	96,55	25.103	12.45
0	125	37.5	18.63
-5	153,45	52.173	25.93
-10	181,9	69.122	34.38
-15	210,35	87.29525	43.75
-20	238,8	107.46	54.21

### 3.5 Розрахунок необхідної кількості теплових насосів та визначення режимів їх роботи

Значення температури повітря перед випарником ТН  $t_{\text{сум}}$  в залежності від температури навколишнього середовища було розраховано раніше та наведено в розділі 2 (див. рис. 2.12 б, крива 4). За розрахункової температури навколишнього середовища з використанням у системі теплопостачання теплонасосно-рекуператорної схеми мінімальне значення температури  $t_{\text{сум}} = -18,4^\circ\text{C}$ .

Проведемо розрахунки затрат зовнішньої енергії одного обраного теплового насоса на основі його паспортних даних. При цьому витрати потужності на один тепловий насос визначимо як суму витрат на компресор і на вентилятор. Потужність привода компресора візьмемо з паспортної характеристики в залежності від температури повітря перед випарником, тобто  $t_{\text{сум}}$  для схеми з утилізацією теплоти вентиляційних викидів та  $t_0$  для базової схеми (див. рис. 3.3).

З графіків на рис. 3.3 видно, що за температури повітря  $-18,4^\circ\text{C}$  та розрахункової температури теплоносія в системі опалення  $45^\circ\text{C}$  потужність компресора даного теплового насоса становить 18,6 кВт. Аналогічно за допомогою графіка корекції на рис. 3.3, визначено значення потужності компресора обраної моделі теплового насоса в залежності від температур  $t_{\text{сум}}$  та  $t_0$ .

Кількість включених у роботу ТН за різних температур  $t_0$  розраховується за формулою з використанням результатів, наведених в табл. 3.5

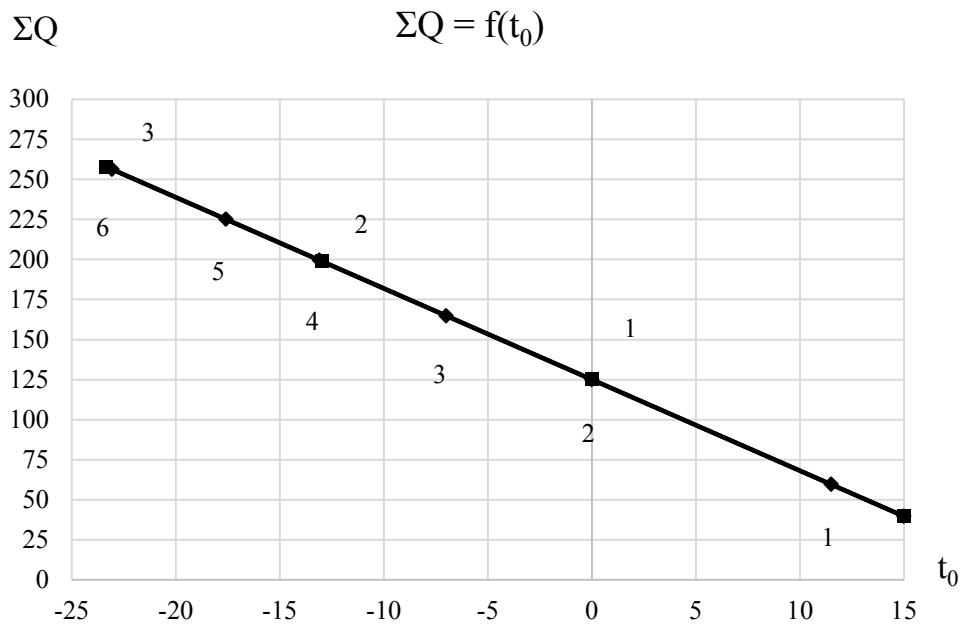
$$n_{\text{ТН}} = \frac{L_{\text{к}} + L_{\text{в}}}{L_{\text{к.ТН1}} + L_{\text{в.ТН1}}}. \quad (3.3)$$

Результати розрахунків затрат зовнішньої енергії одного обраного теплового насоса та необхідної кількості теплових насосів для забезпечення тепlopостачання об'єкта за базової схеми та схеми з утилізацією теплоти вентиляційних викидів наведено в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунків затрат зовнішньої енергії одного обраного теплового насоса та кількості увімкнених у роботу ТН в залежності від температури навколишнього повітря та теплонасосної схеми тепlopостачання

$t_0, ^\circ\text{C}$	$\Sigma Q, \text{кВт}$	$t_{\text{сум}}, ^\circ\text{C}$	$L_{\text{к.ТН1}}, \text{кВт}$		$L_{\text{в.ТН1}}, \text{кВт}$	$L_{\text{к.ТН1}} + L_{\text{в.ТН1}}, \text{кВт}$		$n_{\text{ТН}}, \text{шт}$	
			$m = 0$	$m = 1,5$		$m = 0$	$m = 1,5$	$m = 0$	$m = 1,5$
15	39,65	16.3	10.6	10.2	0.92	11.52	11.12	1	1
10	68,1	11.3	11.9	11.6	0.92	12.82	12.52	2	1
5	96,55	6.3	14.2	13.6	0.92	15.12	14.52	2	1
0	125	1.4	17.0	16.2	0.92	17.92	17.12	2	1
-5	153,45	-3.6	18.4	18	0.92	19.32	18.92	3	2
-10	181,9	-8.5	19.15	18.9	0.92	20.07	19.82	4	2
-15	210,35	-13.5	19.15	19.2	0.92	20.07	20.12	5	3
-20	238,8	-18.4	18.3	18.6	0.92	19.22	19.52	6	3

Використовуючи результати з табл. 3.6, побудовано графік зміни сумарного теплового навантаження в залежності від температури зовнішнього повітря з зображенням на ньому включення у роботу нових теплових насосів у відповідності зі зниженням температури навколишнього середовища та в залежності від схеми тепlopостачання (рис. 3.4). Точками на цьому графіку показано кількість увімкнених у роботу ТН.



точки 1-3 –  $m = 1,5$ ; точки 4-6 –  $m = 0$

Рисунок 3.4 – Графік зміни сумарних витрат теплоти та кількість увімкнених у роботу ТН в залежності від температури навколишнього повітря та схеми теплопостачання

Як видно з графіка на рис. 3.4, при використанні теплонасосно-рекуператорної схеми теплопостачання в даному об'єкті можливе використання одного теплового насоса до температури навколишнього середовища  $t_0 = 0$  °C. У той час базова схема дає можливість використовувати один апарат тільки до температури  $t_0 = 11,5$  °C.

Під час виконання роботи було зібрано інформацію стосовно кліматичного стану у м. Житомирі за опалювальний період 2017-2018 рр. На рис. 3.5 наведені діаграми щоденного розподілу температур зовнішнього повітря, які спостерігались за період опалення [20]. З діаграм видно, що за час опалювального сезону, який для Житомира становить 182 дні, температура зовнішнього повітря вище 0 °C мала місце протягом 98 повних днів. Тобто близько 53 % усього часу теплопостачання школи можливо здійснювати за допомогою лише одного теплового насоса із застосуванням теплонасосно-рекуператорної схеми теплопостачання.



Рисунок 3.5 – Діаграми щоденного розподілу температур зовнішнього повітря в м. Житомирі під час опалювального сезону 2017-2018 рр.

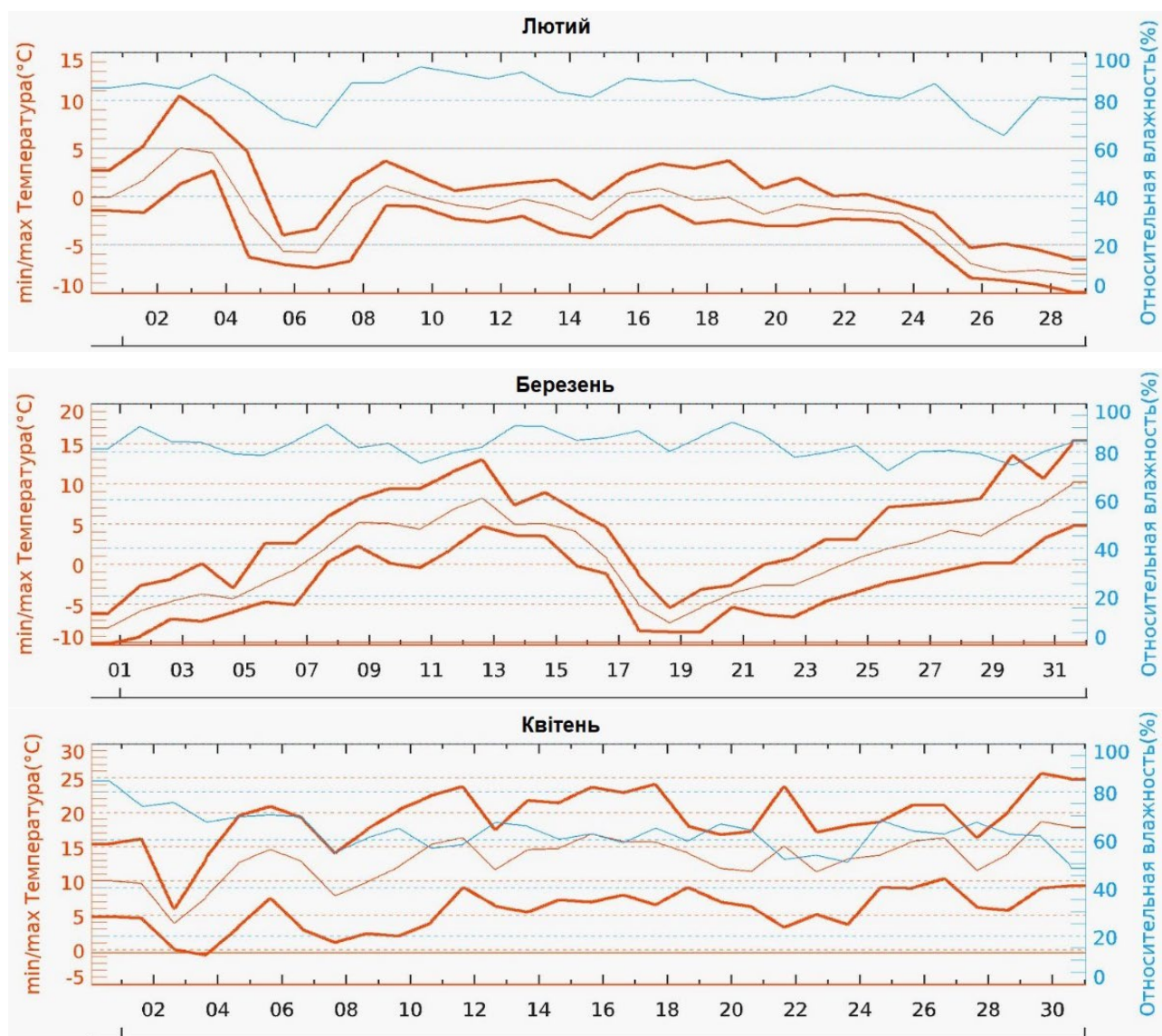


Рисунок 3.5, аркуш 2

Визначимо комунальні витрати на теплопостачання в школі за розрахункової температури зовнішнього повітря  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . За даної температури загальні витрати теплоти становлять 238,8 кВт (або 897 Гкал за опалувальний сезон), якщо система теплопостачання централізована. Для базової теплонасосної схеми витрати зовнішньої електричної енергії складають 107,46 кВт (або 470000 кВт·год за опалувальний сезон), для теплонасосно-рекуператорної схеми – 54,21 кВт (або 237000 кВт·год за опалувальний сезон).

На сьогодні тариф на теплову енергію для державних закладів у м. Житомир складає 1350,1 грн/Гкал [21], тариф на електричну енергію – 1,83 грн/кВт·год [22].

Таким чином, якщо теплопостачання є централізованим комунальні витрати будуть складати 1211000 грн, для базової теплонасосної схеми витрати будуть складати 860100 грн, для теплонасосно-рекуператорної схеми – 433700 грн.



Як можна побачити, використання теплонасосно-рекуператорної схеми дозволить зменшити комунальні витрати до 2,8 разів у порівнянні з централізованим теплопостачанням.

### **3.6 Висновки до розділу**

1. Використання підігрітого за рахунок утилізації теплоти вентиляційних викидів атмосферного повітря дозволяє забезпечити більш сприятливі температурні умови роботи теплового насоса в холодний період року, підвищуючи температуру повітря на вході та виході з випарника.

2. Використання вентиляційних викидів як додаткового джерела теплоти для повітряних теплових насосів у загальному випадку приводить до зниження затрат зовнішньої енергії на вироблення теплоти в низькотемпературних теплонасосних системах опалення.

3. Ефективне використання теплонасосної установки в школі обумовлюється попередньою санацією будівлі, тобто зменшенням теплових втрат через зовнішні огороження шляхом їх додаткової ізоляції та заміною старих радіаторів на нові низькотемпературні або на теплу підлогу задля зменшення температури подавальної води в систему опалення.

4. Застосування теплонасосної установки в даному об'єкті дозволить більш гнучко регулювати власні потреби на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання у порівнянні з централізованим теплопостачанням, наприклад, вночі система опалення може працювати не в повну потужність, що призведе до ще більшої економії комунальних витрат протягом опалювального періоду.

5. Встановлено, що дана теплонасосно-рекуператорна схема теплопостачання дозволяє використовувати лише один тепловий насос протягом 53 % всього опалювального періоду, тобто коли температура зовнішнього повітря не нижче 0 °C. При цьому аналіз кліматологічних даних для м. Житомир показав, що за опалювальний період 2017-2018 рр. середньодобова температура зовнішнього повітря жодного разу не опускалась нижче -10 °C, а нижче -5 °C вона трималась 23 дні, тобто 13 % усього часу роботи системи опалення. Це означає, що теплопостачання шкільної будівлі можливо здійснювати за допомогою лише одного теплового насоса та одного резервного, що буде виконувати роль пікового джерела теплоти.

#### 4. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ В АКТОВОМУ ЗАЛІ ШКОЛИ ЗА ДОПОМОГОЮ SOLIDWORKS

Даний розділ призначено дослідженню роботи припливно-витяжної системи вентиляції в актовому залі школи в м. Житомирі за допомогою програми «SolidWorks». Результатами даного дослідження є розподіли температур повітря, його рух та швидкість всередині приміщення за різних компоновок розподільчих решіток системи вентиляції. Виявлено варіант, за якого забезпечуються комфортні умови в актовому залі, тобто виконується основне завдання будь-якої кліматичної системи.

Використання програми «SolidWorks» допомагає змодельовати процеси тепловіддачі за вимушеної конвекції повітря всередині приміщення та дозволяє наочно показати результати дослідження. При виконанні роботи використовувалися наступні вихідні дані:

- 1) температура повітря в приміщенні:  $t_{\text{п}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- 2) вологість повітря в приміщенні:  $\varphi = 50\%$ ;
- 3) температура зовнішнього повітря в холодний період року:  $t_{\text{з.п}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- 4) температура припливного повітря:  $t_{\text{прип. пов}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- 5) об'ємна витрата свіжого повітря:  $V = 2\text{ м}^3/\text{с}$ ;
- 6) розміри актового залу:  $a \times b \times c = 40\text{ м} \times 24\text{ м} \times 9,0\text{ м}$ ;
- 7) товщина стін школи:  $d = 0,5\text{ м}$ .

Розміри окремих елементів актового залу наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розміри окремих елементів актового залу

Найменування	Кількість, шт	Розміри, м
Двері	3	1,65 x 2,5
Вікна	3	3,0 x 8,5

Матеріали, які застосовувались при будівництві школи, наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Матеріали при будівництві школи

Найменування	Матеріал
Стіни	Червона глиняна цегла
Двері	Нержавіюча сталь



Загальний вигляд актового залу показано на рис. 4.1.

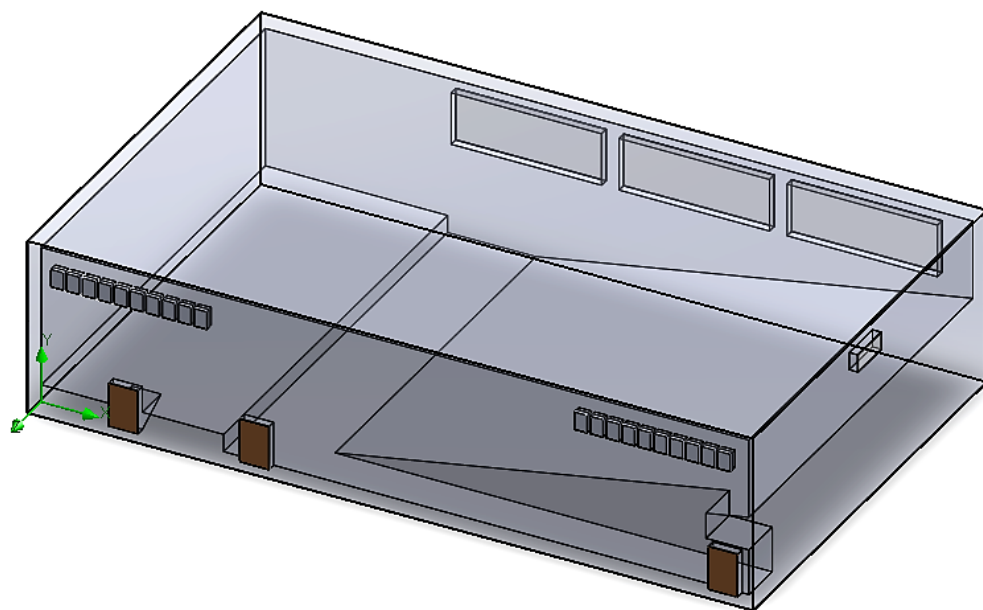


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд актового залу

#### **4.1. Схема із трьома розподільчими решітками за верхнього підведення та відведення вентиляційного повітря**

Схема передбачає підведення та відведення вентиляційного повітря у верхній частині приміщення. У якості місця розміщення розподільчих решіток була обрана верхня зона приміщення. Таким чином можна уникнути високих швидкостей повітря у нижній зоні, що призводять до дискомфорту людей, які там перебувають. Розташування припливних та витяжних решіток зображено на рис. 4.2.

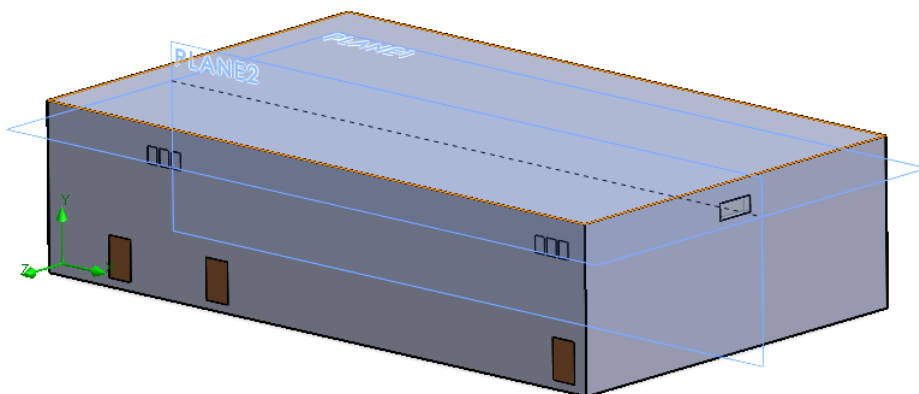
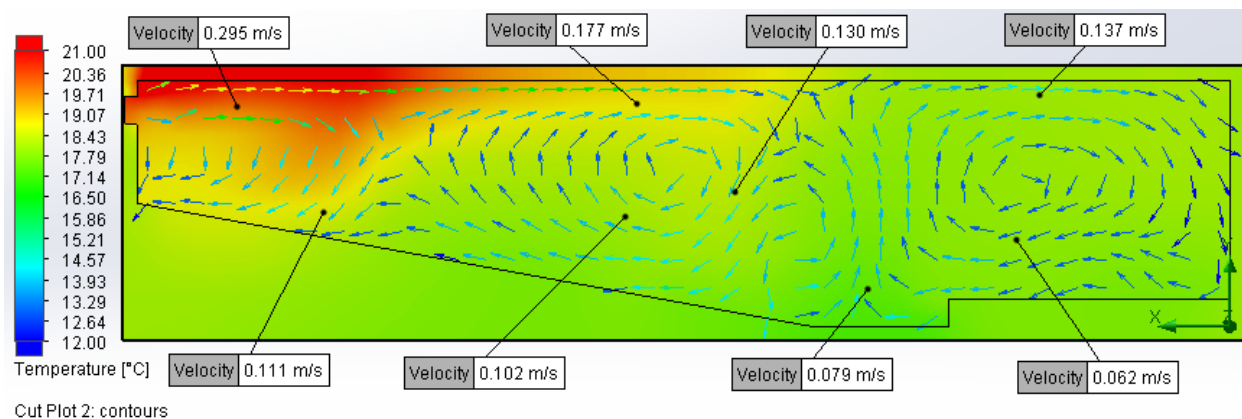
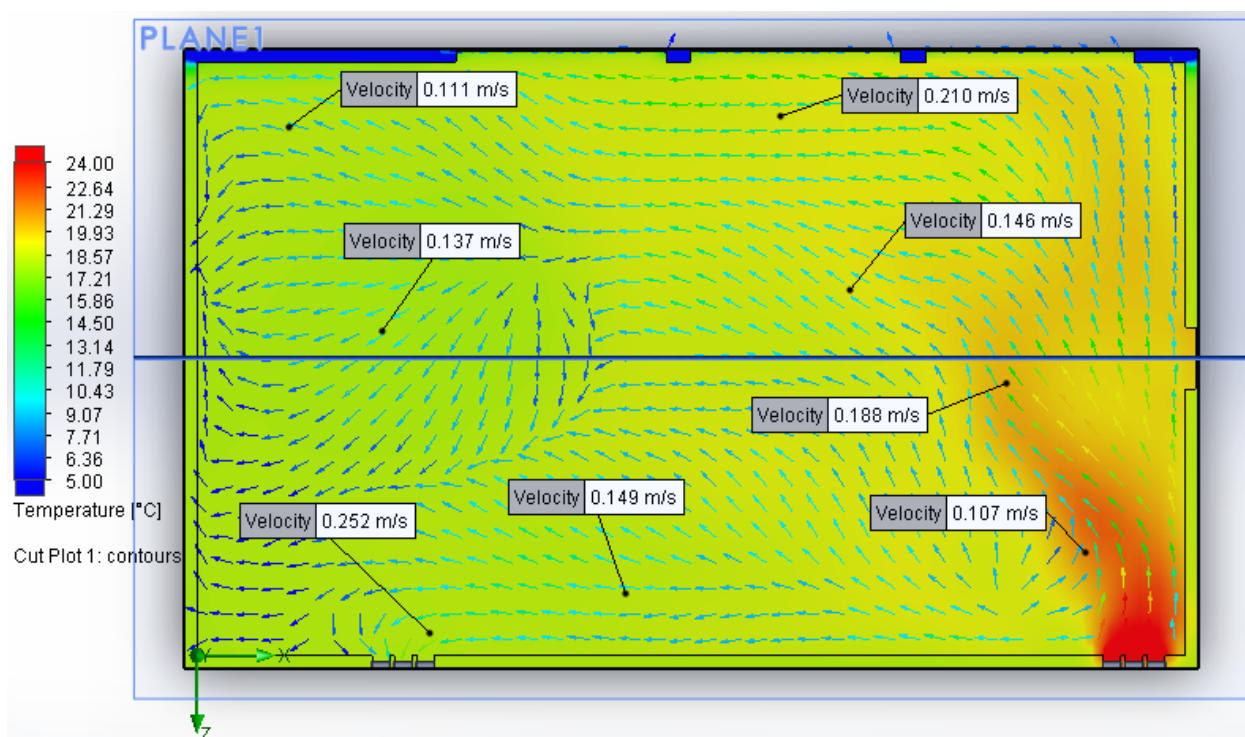


Рисунок 4.3 – Розташування припливних та витяжних решіток

За допомогою функції «Flow Simulation» отримано розподіли температур та швидкостей вентиляційного повітря всередині приміщення. Даний розподіл буде показано на двох площинах, які перетинають приміщення так, як вказано на рис. 4.3 вище. На рис. 4.4 зображені площини спереду та зверху відповідно.



а)



б)

а) – площина спереду; б) – площина зверху

Рисунок 4.4 – Розподіл температур та швидкостей повітря всередині приміщення

За санітарними нормами температура в актовому залі школи повинна бути приблизно 20 °С, а швидкість повітря в приміщенні не повинна перевищувати 0,3 м/с. З рис. 4.4 видно, що температура в більшій частині приміщення знаходиться на рівні близько 17 °С, що є нижчою необхідного значення. Швидкість повітря зберігається в середньому на рівні 0,2 м/с, що допустимо. Для кращого та більш рівномірного розподілу температур та швидкостей вентиляційного повітря збільшимо кількість розподільчих решіток до десяти штук.

#### 4.2. Схема із десятима розподільчими решітками за верхнього підведення та відведення вентиляційного повітря

Розташування припливних та витяжних решіток та площин, на яких показуються розподіли температур та швидкостей вентиляційного повітря всередині приміщення, зображено на рис. 4.5.

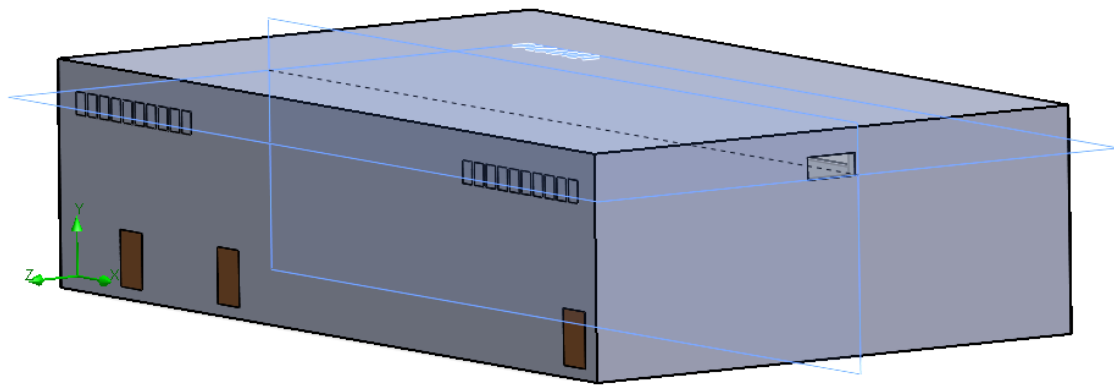
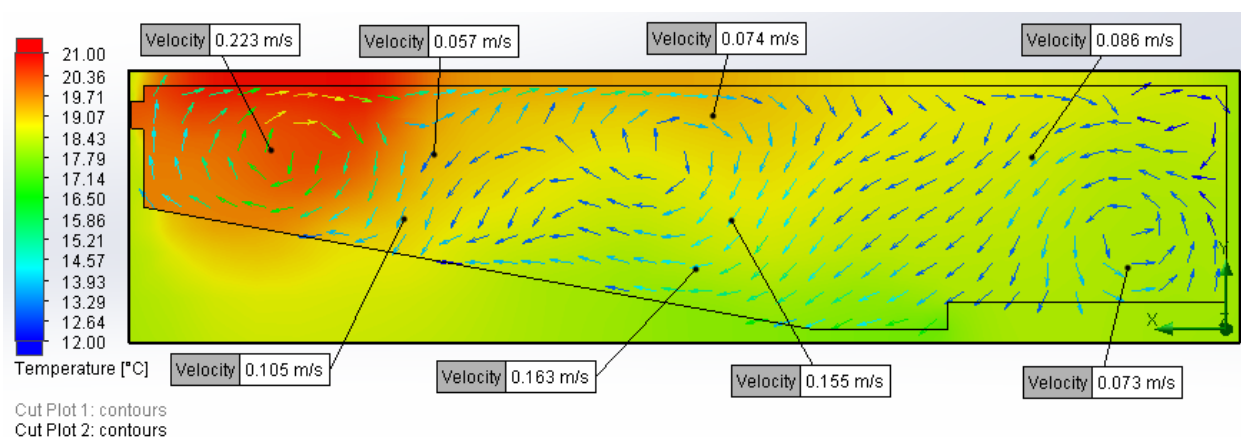
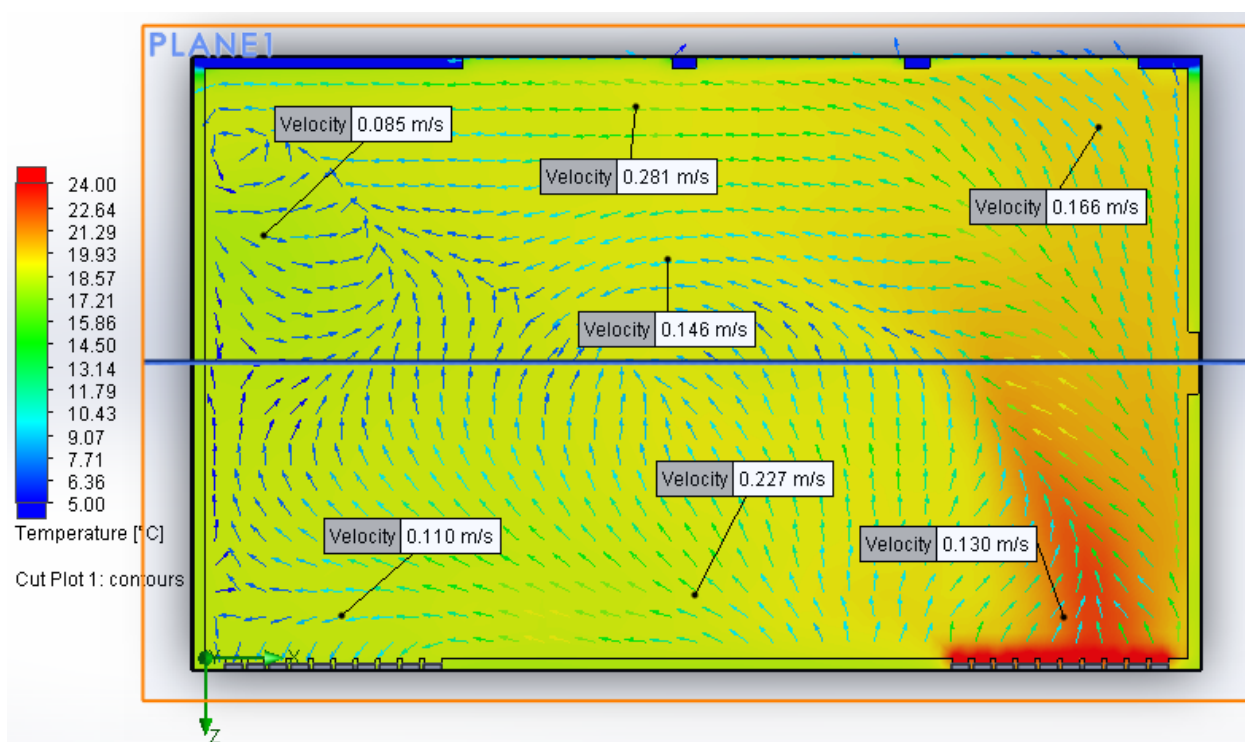


Рисунок 4.5 – Розташування припливних та витяжних решіток

За допомогою функції «Flow Simulation» отримано розподіли температур та швидкостей вентиляційного повітря всередині приміщення. Дані розподіли зображено на площинах спереду та зверху відповідно (рис. 4.6).



a)



б)

а) – площина спереду; б) – площина зверху

Рисунок 4.6 – Розподіл температур та швидкостей повітря всередині приміщення

З рис. 4.6 видно, що збільшення кількості припливних та витяжних розподільчих решіток привело до більш рівномірного розподілу температур вентиляційного повітря в актовому залі, середня температура повітря зросла та становить близько 19 °C, що практично відповідає необхідним санітарним умовам. Швидкість руху повітря знизилась, її розподіл всередині приміщення краще відповідає умовам для комфортного перебування людей. Для наочності

розглянуто ще один варіант, у якому кількість припливних та витяжних решіток збільшено до дванадцяти штук.

#### 4.3. Схема із дванадцятьма розподільчими решітками за верхнього підведення та відведення вентиляційного повітря

Розташування припливних та витяжних решіток та площин, на яких показуються розподіли температур та швидкостей вентиляційного повітря всередині приміщення, зображено на рис. 4.7.

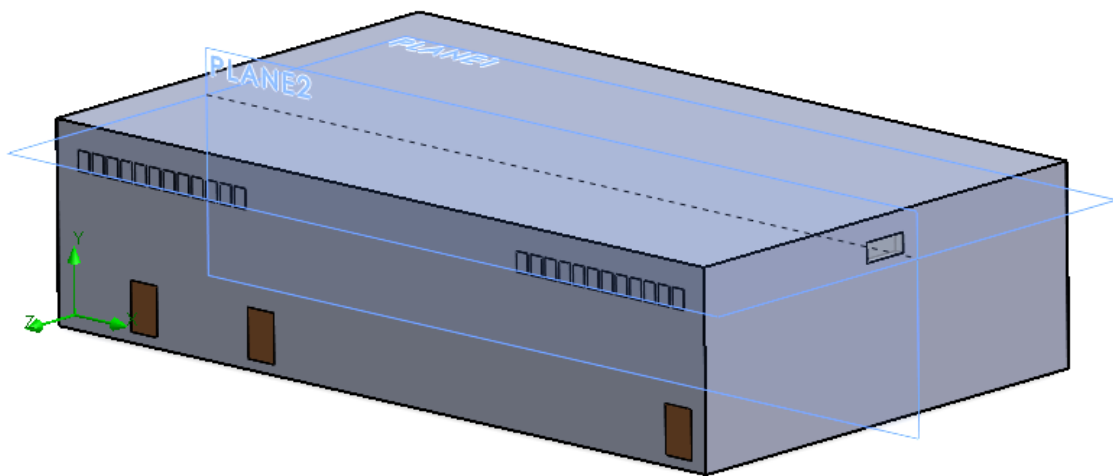
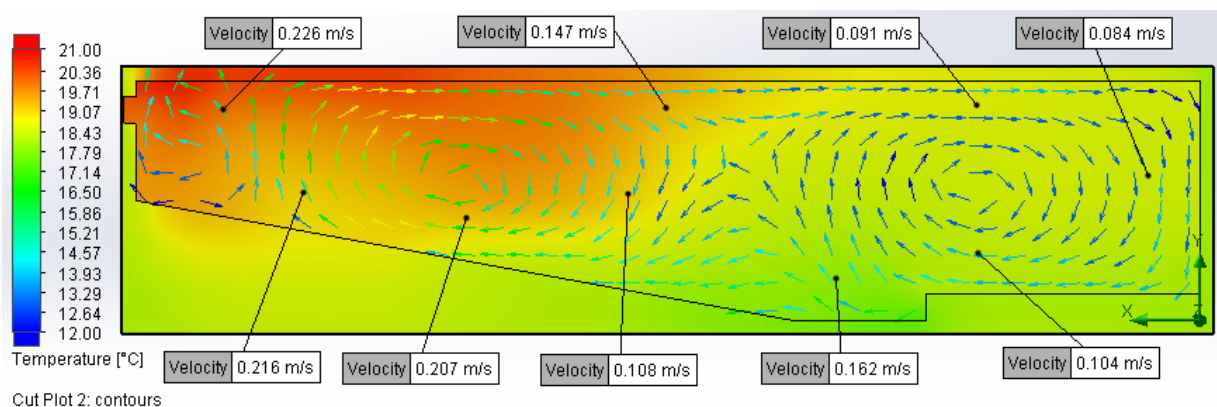
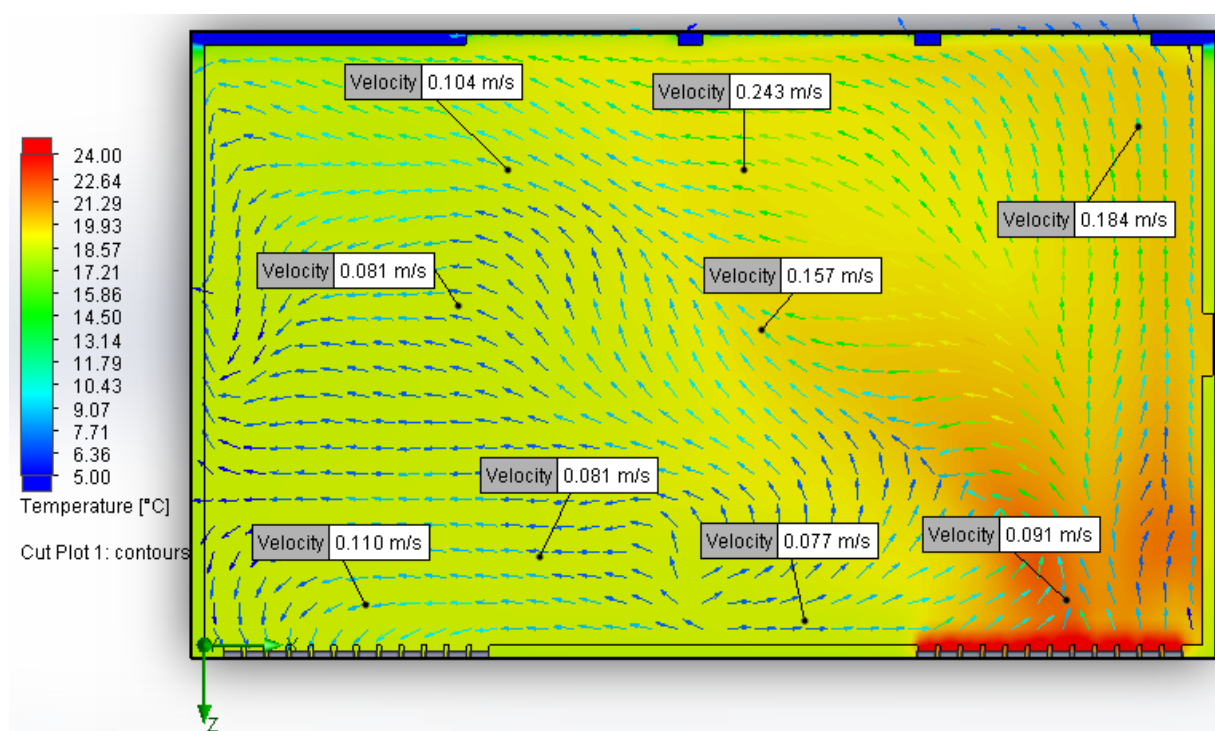


Рисунок 4.7 – Розташування припливних та витяжних решіток

За допомогою функції «Flow Simulation» отримано розподіли температур та швидкостей вентиляційного повітря всередині приміщення. Дані розподіли зображено на площинах спереду та зверху відповідно (рис. 4.8).



a)



б)

а) – площина спереду; б) – площина зверху

Рисунок 4.8 – Розподіл температур та швидкостей повітря всередині приміщення

З рис. 4.8 видно, що результати моделювання задовольняють санітарно-гігієнічним нормам більшою мірою, ніж попередньо розглянуті варіанти. Середня температура повітря в приміщенні знаходиться на рівні близько 20 °C, що відповідає необхідним умовам, розподіл швидкості повітря також став більш рівномірним, середня швидкість повітря становить приблизно 0,15 м/с, що допустимо для комфортного перебування людей. Таким чином, схема з дванадцятьма розподільчими решітками за верхнього підведення та відведення вентиляційного повітря є найбільш оптимальною для використання в актовому залі школи.

#### 4.4. Висновки до розділу

Під час моделювання роботи системи вентиляції в актовому залі школи було розглянуто варіанти з різними компоновками розподільчих решіток підведення та відведення свіжого повітря. За отриманими результатами виявлено такий варіант, за якого підтримуються необхідні санітарні умови всередині приміщення. Використання програми «SolidWorks» дозволяє показати ефективність роботи систем теплопостачання та вентиляції на стадії їх проектування за різних конфігурацій, а також дає змогу наочно побачити та оцінити результати моделювання.

## 5. СТАРТАП-ПРОЕКТ

### 5.1 Резюме проекту

Ідеєю проекту є створення виробництва вторинної сировини для виготовлення товарів народного споживання з термопластів та застосування теплових насосів типу «вода-вода» з метою утилізації теплоти стічних вод для забезпечення власних потреб підприємства у теплопостачанні. Напрямок діяльності створюваного підприємства – виробництво гранул, утворених з відходів термопластів, що являється вторинною сировиною для виробництва пластмас, термопластів, поліетилену тощо.

Для реалізації проекту планується створення нового виробництва з використанням альтернативних джерел енергії (теплових насосів), для чого передбачається монтування лінії з переробки відходів термопластів, організація системи постачання виробництв сировиною та створення системи збуту продукції.

Основними споживачами являються багатoproфільні підприємства (спеціалізовані компанії з виробництва пластмас; компанії, що займаються постачанням полімерної сировини для підприємств; підприємства в інших районах країни) та багатосторонні платформи (державні підприємства та забудови; підприємства теплопостачання та виробництва електроенергії). Планується в перший рік введення проекту в дію виробити 1200 т продукції. Передбачувана частка ринку, зайнята продукцією даного проекту складає близько 15%.

Конкурентною перевагою є те, що в Україні відсутні подібного роду підприємства з переробки та утилізації побутових відходів, а тим паче підприємства, що забезпечують власні потреби у теплопостачанні виключно за рахунок екологічно чистих джерел енергії. Сировина, зазвичай, купується з-за кордону, ціна разом з її перевезенням є більшою за ту, що передбачається даним проектом. Якість вторинної сировини передбачається високою, через те що процес її виробництва забезпечується технологічною лінією на базі устаткування японського виробника «NACHI», що є загальновідомим у світі та має високу репутацію. У якості теплових насосів використовуються промислові моделі серії ETW від японського виробника «Mitsubishi Heavy Industries».

Для реалізації проекту необхідно інвестувати 19205 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 1,57 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 5,62 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію.

## **5.2 Канва моделі стартап-проекту**

У табл. 5.1 зведені основні позиції, з яких формується модель даного стартап-проекту. Кожна позиція окремо розглядається у подальших пунктах даного розділу.



Таблиця 5.1 – Канва моделі стартап-проекту

## 5.3 Організація проекту

Ціль даного проекту лежить у створенні комплексу з переробки відходів виробництв і споживачів та забезпечення власних потреб у теплопостачанні за рахунок використання

КЛЮЧОВІ ПАРТНЕРИ	КЛЮЧОВІ ВИДИ ДІЯЛЬНОСТІ	ЦІННІСНІ ПРОПОЗИЦІЇ	ВЗАЄМОВІДНОСИНИ ЗІ СПОЖИВАЧАМИ	СПОЖИВЧІ СЕГМЕНТИ
Ключовими партнерами є підприємства для запуску проектів, та конкуруючі неконкуруючі підприємства, що залучені до паливно-енергетичного сектору займаються питаннями утилізації та переробки побутових відходів, а також безпосередні споживачі.	Запровадження інноваційної технології утилізації побутових відходів; налагодження ринкових відносин з виробниками; оновлення вітчизняної технологічної бази; запровадження теплових насосів у промисловий сектор нашої країни	Збільшення об'ємів виробництва товарів з пластику, заощадження сировини для їх виробництва, усунення необхідності імпорту сировини з-за кордону. Надання можливості більш раціонального використання земельних ресурсів, покращення екологічної ситуації.	Кожен споживчий сегмент очікує стабільності у постачанні продукції та її високої якості. Разом з цим споживачі розраховують на надійність, та прибутковість та екологічність запропонованої технології	Багатопротиповідні підприємства (спеціалізовані компанії з виробництва пластмас; компанії, що займаються постачанням полімерної сировини для підприємств; підприємства в інших районах країни), багатосторонні платформи (державні підприємства та забудови; підприємства теплопостачання та виробництва електроенергії)
Підприємства повинні надавати ключовий ресурс, тобто відходи для їх подальшої переробки. Крім цього повинні надаватись кваліфіковані кадри для проведення досліджень.	Близькість від основних транспортних вузлів та інженерних мереж, наявність альтернативних джерел сировини, стабільність ціни на продукцію	Встановлення економічно виправданого підтримання для застосування теплових насосів іншими підприємствами	<b>КАНАЛИ ЗБУТУ</b> Канали збуту можуть бути нульового рівня та однорівневими. Передбачаються прямі канали розподілу вторинної сировини	
<b>СТРУКТУРА ВИТРАТ</b> Стартап-проект передбачає інвестиційні та виробничі витрати, з яких придбання устаткування є найбільш дорогим ключовим ресурсом. Найбільших затрат серед ключових видів діяльності вимагає організація діяльності та запуск проекту	<b>ПОТОКИ НАДХОДЖЕННЯ ДОХОДІВ</b> У проекті генеруються позитивні потоки доходів (NPV = 81121 > 0). Індекс рентабельності інвестицій в проект є привабливим і складає $ROI = 5,62 > 1$ .			

альтернативних джерел енергії – теплових насосів.

Напрямок діяльності створюваного підприємства – виробництво гранул, утворених з відходів термопластів, що являється вторинною сировиною для виробництва пластмас, термопластів, поліетилену тощо.

Для реалізації проекту планується створення нового виробництва, для чого передбачається монтування лінії з переробки відходів термопластів, організація системи постачання виробництв сировиною та створення системи збуту продукції.

Виробництво засновано на використанні інноваційних технологій, що дозволить виключити вивезення сміття на полігони, отримати максимальний вихід продукції у вигляді товарних продуктів і стандартної вторинної сировини в ланцюзі рециклінгу, перевести переробку сміття із збиткової в дохідну статтю бюджету.

Також слід виділити наукові дослідження, передбачені проектом, з метою отримання корисної теплової енергії під час спалювання відходів. Дану енергію планується використовувати для потреб теплопостачання (опалення, гаряче водопостачання (гвп), технологічні потреби).

Проект буде являти собою завод або групу заводів приватної власності. За галузевою належністю проект можна віднести до легкої промисловості та паливно-енергетичного сектору. Для підприємства даний проект являється стартапом, оскільки подібні технічні рішення досі не мають широкого застосування в межах нашої країни. Разом з цим проект є шляхом оновлення технологій з переробки та утилізації побутових відходів. Окрім цього інноваційним для нашої країни є промислове використання теплових насосів, що, у більшості випадків, застосовуються тільки для побутових потреб.

## **5.4 Ключові види діяльності проекту**

### **1. Вид проекту за характером інновації:**

- запровадження нової технології – створення комплексу з переробки відходів виробництва та споживання на базі інноваційних технологій, який дозволить виключити вивезення сміття на полігони, отримати максимальний вихід продукції у вигляді стандартної вторинної сировини в ланцюгу рециклінгу. Застосування теплових насосів у промисловості для задоволення власних потреб у теплопостачанні;
- організаційні інновації – впровадження даної інноваційної технології дозволить уникнути створення нових сміттєзвалищ та дасть можливість ліквідувати існуючі, тим

самим звільнивши зайняті ними території, які можуть бути застосовані для задоволення господарських чи соціальних потреб;

- інше – стартап-проект також направлений на економічне та екологічне оздоровлення територій, на поширення використання альтернативних джерел енергії у легкій промисловості.

## 2. Спрямованість проекту:

- випуск продукції, конкурентоспроможної на вітчизняному ринку (прямою ціллю проекту є не випуск продукції, а створення вторинної сировини, яку потім можна реалізувати у вигляді готових продуктів. Це дозволить вітчизняному виробнику зекономити на купівлі цієї сировини з-за кордону та налагодити за рахунок цього власну виробничу базу);
- оновлення вітчизняної технологічної бази (оновлення структури сміттєпереробки та захоронення відходів, впровадження шляхів їх корисного використання у побуті);
- збільшення обсягів виробництва (існування значних запасів відходів у вигляді різноманітних термопластів на території України дозволить отримати достатньо вторинної сировини для створення нової продукції та збільшення її обсягів);
- економія енергоресурсів (застосування теплових насосів дозволить знизити витрати палива за рахунок утилізації умовно безкоштовної теплоти стічних вод, що приведе до напівавтономної роботи підприємства. Даний стартап-проект також можна розвинути таким шляхом, що за рахунок впровадження спеціальної організації спалення сміття буде відбуватись виділення корисної теплової енергії, яку можна використати для підігрівання води на опалення або технологічні потреби);
- економія матеріалів (сировини) (для створення продукції з пластмас потребується багато сировини, попит на яку збільшується через збільшення потреб у продукції. Дана технологія дозволяє отримати сировину шляхом утилізації термопластового сміття, зменшуючи потребу в закупівлі нової сировини);
- поліпшення стану навколишнього середовища (скорочення сміттєзвалищ покращить екологічне становище в Україні, адже дані території є місцями, де протікає велика кількість хімічних та фізичних процесів з виділенням в біосферу шкідливих токсичних речовин).

## 3. Висновок щодо науково-технічного рівня ідеї:

- на рівні кращих світових аналогів (дана технологія не є новою в масштабах світу. Провідні країни вже давно проводять утилізацію сміття для вироблення енергії або отримання вторинної сировини. Також застосування теплових насосів у промисловості набуло високого значення серед європейських країн, особливо країн Скандинавії);
- немає аналогів в Україні (наша країна в даному питанні залишається ще в минулому столітті. Якщо подібні аналогидесь і існують, то тільки на рівні бізнес-моделей, тобто без фізичного втілення в життя);
- перевищує існуючі в Україні аналогічні розробки за окремими показниками (у нашій країні відбувається спалювання сміття в деяких установах, проте це спалення проводиться без утилізації корисної теплової енергії, що при цьому вивільнюється).

4. Основні процеси, що входять до стартап-проекту, наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Основні процеси стартап-проекту

Група процесів	Процес	Ступінь опрацювання процесу	
		є реалізованим	буде реалізованим
Розробка продукції	Розробка і конструювання продукції		+
	Розробка і конструювання процесу		+
	Технологічна підготовка виробництва		+
Вимоги споживачів	Дослідження розвитку ринку	+	
	Організація маркетингу і продажів		+
Виконання замовлень	Забезпечення і матеріально-технічний збут		+
	Планування і управління виробництвом		+
	Виробництво продукції		+
Обслуговування споживача	Післяпродажне обслуговування		+
	Повернення продукції		+

## 5.5 Ціннісні пропозиції та споживачі

1. Зміст ідеї стартап-проекту подано у вигляді табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Зміст ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Сегменти споживачів	Цінність для споживачів
Створення комплексу з переробки відходів виробництва та споживання, використання теплових насосів для забезпечення власних потреб у теплопостачанні	1. Виробництво гранул, вироблених з відходів термопластів, що являється вторинною сировиною для виробництва пластмас, термопластів, поліетилену.	Багатопрфільне підприємство	Збільшення об'ємів виробництва товарів з пластмас, здешевлення сировини для їх виробництва, усунення необхідності імпорту сировини з-за кордону
	2. Впровадження установок для спалювання побутових відходів з подальшим виробленням корисної теплової енергії	Багатосторонні платформи	Задоволення потреб у теплопостачанні (опалення, гвп, технологічні потреби), зменшення витрати палива на традиційні установки
	3. Зменшення кількості сміттєсховищ, створення на їх місцях підприємств з переробки та утилізації відходів або використання земель під інші господарчі або соціальні потреби	Багатосторонні платформи	Надання можливості більш раціонального використання земельних ресурсів, покращення екологічної ситуації

2. Характер формування споживчої цінності проекту:

- покращення задоволення існуючих потреб (пов'язано з тим, що на даний момент існує великий об'єм пластмасових відходів, які можна перетворити на вторинну сировину. Це призведе до збільшення об'ємів виробництва без необхідності закупівлі сировини з-за кордону. Незалежність у тепловій енергії від паливно-енергетичного сектору нашої країни дозволить підприємству зекономити на власних потребах у теплопостачанні);

- здешевлення задоволення існуючих потреб (потреби у сировині для виробництва продукції з пластмас. Вторинна сировина, отримана після переробки відходів, буде коштувати дешевше за ту, що вітчизняні виробники купують з-за кордону);
- формування та задоволення нових потреб (одним із напрямів розвитку даного стартап-проекту є задоволення потреб у теплопостачанні шляхом спалювання відходів і подальшого виробництва корисної теплової енергії).

3. Аналіз ідеї стартап-проекту наводиться в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Аналіз ідеї стартап-проекту

№	Техніко-економічні характеристики ідеї	Продукція конкурентів			W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Конкурент (китайські виробники)	Аналог (ОАО «Дальхім фарм»)			
1.	Розташування	Близьке	Віддалене	Близьке (відносно країни аналога)	-	-	Відсутність проблем з транспортуванням
2.	Характер поставок	Оптові поставки, прямі договори	Оптові посередницькі поставки	Оптові поставки, прямі договори	-	-	Процес поставок не займає багато часу
3.	Вид продукції	Вторинна сировина	Вторинна сировина	Вторинна сировина	Небажання переходу покупців на вторинну сировину	Продукція є вторинною	Зниження закупівлі сировини з-за кордону
4.	Якість	Висока	Середня	Середня	-	-	Визначено за результатам попереднього аналізу
5.	Ціна	15 грн/кг	13,8 грн/кг	16,7 грн/кг	Ціна не є значно нижчою	Ціна знаходиться на рівні конкурента та аналога	Характер поставок нівелює вищу ціну продукції
6.	Доля ринку	15% (визначено за попереднім аналізом)	30%	25% (у країні аналога)	На етапі становлення доля ринку буде низькою	-	-

## 4. Технологічний аудит ідеї стартап-проекту наведений в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Технологічний аудит ідеї стартап-проекту

№	Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
1.	Попереднє сортування відходів	Тверді побутові відходи зі звалища потрапляють на сортувальний комплекс, що розташований на полігоні	Лінія виготовлення вторинної сировини являє собою набір обладнання, технологічно з'єднаного між собою, яке дозволяє виконувати всі операції з переробки твердих відходів термопластів у товарні гранули. Лінія автоматизована (ручна праця застосовується тільки при сортуванні відходів і їх завантаженні)	У якості ядра технологічного комплексу з виготовлення вторинної сировини пропонується використати лінію з переробки відходів термопластів виробництва компанії «NACHI» Японія
2.	Подрібнення та промивання відходів	У залежності від сорту сировини подрібнення відбувається у подрібнювачі або в агломераторі. Подрібнена сировина подається на ділянку промивання та сушки, де вона агломерується		
3.	Грануляція	Агломерат поступає на ділянку гранулювання, де вторинна сировина перетворюється на гранули, що придатні для використання в якості сировини основного виробництва		
4.	Утилізація теплоти стічних вод	Теплота стічних вод буде використовуватись для підігріву циркуляційної води у контурі випарника теплового насоса.	Технологія є наявною та вже широко використовується в провідних країнах світу	У якості теплових насосів використовуються промислові моделі серії ETW від японського виробника «Mitsubishi Heavy Industries»
<b>Обрана технологія реалізації ідеї проекту:</b> товар згідно з ідеєю проекту буде виготовлено за вже відомою технологією, що знайшла широкого розповсюдження у провідних країнах світу. Як наслідок, дану технологію розробляти не потрібно, проте існує вірогідність у її доопрацюванні та налаштуванні під українські реалії. Авторам проекту дана технологія може бути доступною за наявності належного фінансування.				

5. Аналіз сильних та слабких сторін, а також можливостей і загроз, стартап-проекту зведено в табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – SWOT-аналіз стартап-проекту

<p><b>Сильні сторони (S):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Відсутність проблем з транспортуванням відходів</li> <li>– Процес поставок вторинної сировини не займає багато часу</li> <li>– Зниження закупівлі сировини з-за кордону</li> <li>– Висока якість вторинної сировини</li> <li>– Характер поставок нівелює вищу ціну продукції, ніж у конкурентів</li> </ul>	<p><b>Слабкі сторони (W):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Небажання переходу покупців на вторинну сировину</li> <li>– Ціна не є значно нижчою за ціну конкурентів та аналогів</li> <li>– На етапі становлення доля ринку буде низькою</li> <li>– Низька кваліфікація кадрів, залучення спеціалістів з-за кордону</li> <li>– Відношення місцевої влади – додаткові витрати на виконання їх вимог</li> </ul>
<p><b>Можливості (O):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Виробництво конкурентноспроможної продукції</li> <li>– Монополізація сектору переробки та утилізації відходів</li> <li>– Розвиток технології отримання корисної теплової енергії шляхом спалювання відходів</li> <li>– Залучення закордонних інвесторів для створення дослідницьких центрів</li> <li>– Створення інноваційних технологій у даній сфері, їх патентування</li> </ul>	<p><b>Загрози (T):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Поломка обладнання – збільшення простоїв і затрат на ремонт</li> <li>– Нестабільність якості сировини</li> <li>– Новизна технології – збільшення затрат на освоєння, зниження об’ємів виробництва</li> <li>– Недостатня надійність – збільшення аварійності технології</li> <li>– Відсутність резерву потужностей – неможливість покрити пікові потреби</li> </ul>

### 5.6 Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту даного стартап-проекту зведено в загальну табл. 5.7.



Таблиця 5.7 – Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

№	Сегмент споживачів	Особливості поведінки	Вимоги споживачів	Канали збуту	Інші аспекти взаємовідносин
1.	Багатопрофільні підприємства (спеціалізовані компанії з виробництва пластмас; компанії, що займаються постачанням полімерної сировини для підприємств; підприємства в інших районах країни)	Загальний стан економіки в країні і наявність усталеної купівельної здатності населення, оскільки запропонований у даному проекті продукт не є кінцевим, а являє собою сировину для виробництва товарів народного споживання	- близькість від основних транспортних вузлів - наявність альтернативних джерел сировини - стабільність ціни на продукцію	Канали збуту нульового рівня, тобто вторинна сировина передається виробнику пластмасових виробів по прямим каналам розподілу	Підприємства з виробництва товарів з пластмас можуть виявитись технічно нездатними до переходу на вторинну сировину, потребуючи для своїх цілей тільки первинну
2.	Багатосторонні платформи (державні підприємства та забудови; підприємства теплопостачання та виробництва електроенергії)	Необхідність технології зарекомендувати себе як надійну, ефективну та прибуткову можливість утилізації та переробки відходів у порівнянні з існуючими в нашій країні	- близькість від інженерних мереж - стабільність виробництва теплової енергії - екологічна безпека введення даної технології	Може бути однорівневий канал збуту, тобто тепла енергія буде передаватись у власність підприємству енергетичного сектору, а потім продаватись її безпосередньо споживачу	Монополізація енергетичного сектору є несприятливою для розвитку проекту в даному напрямі. Для цього необхідно розробити комплекс маркетингових заходів

### 5.7 Обґрунтування ресурсів та витрат проекту

Обґрунтування ресурсів та витрат проекту наведено в табл. 5.8 – 5.12.

Таблиця 5.8 – Визначення ціни

№	Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахункова ціна продукції
1.	13,8 грн/кг	16,7 грн/кг	1200000 грн/міс	11 – 23 грн/кг	15 грн/кг

Таблиця 5.9 – Визначення обсягу виробництва продукції

Показник	Значення по роках				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальна потреба в продукції	8000 т/рік	8000 т/рік	9000 т/рік	10000 т/рік	10000 т/рік
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках	1200 т/рік	1250 т/рік	1350 т/рік	1600 т/рік	1800 т/рік
Ціна одиниці продукції (грн/кг)	15	15	15	15	15
Річні обсяги випуску в вартісних показниках (тис. грн.)	18000	18750	20250	24000	27000

Таблиця 5.10 – Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

№	Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис. грн.
1.	Проведення досліджень	2 місяці	500
2.	Придбання устаткування	3 місяці	1174
3.	Організація діяльності та запуск проекту	5 місяців	14676
4.	Витрати на управління	1 місяць	217
5.	Початкові виробничі витрати	1 місяць	407
6.	Інші витрати	-	500
<b>Разом</b>		12 місяців	17474

Таблиця 5.11 – Розрахунок виробничих витрат

№	Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
		2018	2019	2020	2021	2022
1.	Загальногосподарські витрати	760	805	860	915	970
1.1.	витрати на оренду та утримання приміщень, обладнання	350	350	350	350	350
1.2.	комунальні витрати	360	400	450	500	550
1.5.	витрати на збут, просування та рекламу	50	55	60	65	70
2.	Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі, сировина)	254	254	260	270	280
3.	Витрати на оплату праці	217	230	250	280	300
4.	Інші витрати (якщо є)	500	500	500	500	500
<b>Разом</b>		1731	1789	1870	1965	2050

Таблиця 5.12 – Розрахунок загальних витрат на реалізацію стартап-проекту за роками

Показник	Значення по роках					Разом
	2018	2019	2020	2021	2022	
Інвестиційні витрати	17474	-	-	-	-	17474
Виробничі витрати	1731	1789	1870	1965	2050	9405
Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	19205	1789	1870	1965	2050	26879
– власних коштів	-	1789	1870	1965	2050	7674
– коштів інвестора	19205	-	-	-	-	19205

### 5.8 План робіт та партнери стартап-проекту

План поставлених робіт, а також партнери, що будуть залучені до стартап-проекту, наведено в табл. 5.13.

Таблиця 5.13 – План робіт та партнери стартап-проекту

№	Бізнес-процес проекту	Термін виконання	Виконавець, співвиконавці	Результат
1	2	3	4	5
1.	Розробка та конструювання продукції	5 місяців	Спільні підприємства для запуску проектів	Розроблений вид продукції
2.	Розробка і конструювання процесу		Спільні підприємства для запуску проектів	Розроблений процес виготовлення продукції
3.	Технологічна підготовка виробництва		Спільні підприємства для запуску проектів	Підготовлене виробництво
4.	Дослідження розвитку ринку	2 місяці	Спільні підприємства для запуску проектів	Результати ринкових досліджень
5.	Організація маркетингу і продажів	3 місяці	Співробітництво між неконкуруючі компаніями	Рекламна кампанія, угоди зі споживачами
6.	Забезпечення і матеріально-технічний збут	1 місяць	Спроектований комплекс переробки відходів, партнерство між конкурентами	Угоди з постачальниками відходів
7.	Планування і управління виробництвом	1 місяць	Спроектований комплекс переробки відходів	Налагодження виробництва вторинної сировини

Продовження табл. 5.13

1	2	3	4	5
8.	Виробництво продукції	1 місяць	Спроектований комплекс переробки відходів	Стабільність процесу виготовлення сировини
9.	Післяпродажне обслуговування	1 місяць	Відносини виробника зі споживачами	Узгодження умов обслуговування зі споживачами
10.	Повернення продукції	1 місяць	Відносини виробника зі споживачами	Узгодження умов якості вторинної сировини

### 5.9 Грошовий потік та економічна оцінка стартап-проекту

#### 1. Визначення крапки беззбитковості проекту

Крапка беззбитковості відображає обсяг виробництва інноваційної продукції, при досягненні якого виручка від реалізації покриває сумарні витрати на її виробництво. Розрахунок точки беззбитковості проводиться за формулою:

$$T = \frac{C}{P - V}, \quad (5.1)$$

де  $C$  – постійні витрати на весь обсяг продукції (ті, які не залежать від обсягу виробництва продукції – загальногосподарські витрати та витрати на оплату праці, визначені в табл. 5.11);

$P$  – ціна одиниці продукції;

$V$  – змінні витрати на одиницю продукції (ті, які пропорційно залежать від обсягу виробництва продукції – витрати на матеріальні ресурси, визначені в табл. 5.11).

Результати визначення крапки беззбитковості проекту зведено в табл. 5.14.

Таблиця 5.14 – Визначення крапки беззбитковості проекту

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2018	2019	2020	2021	2022
1	2	3	4	5	6
Загальногосподарські витрати	760	805	860	915	970
Витрати на оплату праці	217	230	250	280	300
<b>Постійні витрати на весь обсяг продукції (C)</b>	<b>977</b>	<b>1035</b>	<b>1110</b>	<b>1195</b>	<b>1270</b>

<b>Ціна одиниці продукції (P), грн/кг</b>	<b>15</b>	<b>15</b>	<b>15</b>	<b>15</b>	<b>15</b>
---	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------

Продовження табл. 5.14

<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі, сировина)	254	254	260	270	280
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках, т/рік	1200	1250	1350	1600	1800
<b>Змінні витрати на одиницю продукції (V), грн/кг</b>	<b>0,21</b>	<b>0,2</b>	<b>0,19</b>	<b>0,17</b>	<b>0,16</b>
<b>Крапка безбитковості, т</b>	<b>66</b>	<b>70</b>	<b>75</b>	<b>80,6</b>	<b>85,6</b>

Як можна побачити, рівень безбитковості за стартап-проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію.

## 2. Формування грошового потоку від реалізації проекту

Чистий дисконтований дохід (NPV, Net Present Value) – це різниця між надходженнями за весь період інноваційного проекту та інвестиціями в проект. Результати розрахунку акумульованого грошового потоку наведено в табл. 5.15.

Таблиця 5.15 – Формування грошового потоку від реалізації проекту

№	Показник	Значення по роках					Разом
		2018	2019	2020	2021	2022	
1.	Надходження від проекту (виручка від реалізації продукції, послуг – див. 2 п. 5.7) (D)	18000	18750	20250	24000	27000	108000
2.	Загальні витрати (див. 5 п. 5.7) (I), в тому числі	19205	1789	1870	1965	2050	26879
3.	Грошовий потік ( $3 = 1 - 2$ ) (CF)	-1205	16961	18380	22035	24950	81121
4.	Акумульований грошовий потік (ACF)	-20410	15172	16510	20070	22900	-

$NPV = 81121 > 0$  протягом розрахункового періоду – це означає, що інноваційний стартап-проект доцільно прийняти.

## 3. Розрахунок індексу рентабельності інвестицій в стартап-проект (ROI)

ROI (Return On Investment) характеризує рівень грошового потоку, що припадає на одиницю інноваційних витрат і обчислюється за формулою (інвестиція здійснюється одноразово):

$$ROI = \sum_T D_t / I, \quad (5.2)$$

де  $D_t$  – надходження у відповідному періоді;  $I$  – разова інвестиція.

Таким чином, індекс рентабельності інвестицій в стартап-проект становить

$$ROI = \frac{108000}{19205} = 5,62.$$

$ROI = 5,62 > 1$  – це означає, що інноваційний проект доцільно прийняти. Чим більшим є значення цього показника, тим вищою є віддача кожної грошової одиниці, інвестованої в інноваційний проект. Критерій ROI використовують при виборі певного проекту із декількох альтернативних, у яких NPV приблизно однакові.

#### 4. Період окупності інвестицій ( $T_{ок}$ )

Це розрахунковий термін від початку реалізації проекту, починаючи з якої акумульований грошовий потік (ACF) приймає стійке позитивне значення. Іншими словами, це період, починаючи з якого первинні вкладення та інші витрати, пов'язані з інвестиційним проектом, покриваються сумарними результатами його здійснення.

Термін окупності розраховується за формулою:

$$T_{ок} = t + \frac{|ACF_{t-}|}{|ACF_{t-}| + |ACF_{t+}|}, \quad (5.3)$$

де  $t$  – останній період реалізації проекту, за якого акумульований грошовий потік (різниця накопиченого доходу і витрат) приймає від'ємне значення (ACF – див. рядок 4 в табл. 5.15) – у формулі зазначається порядковий номер періоду від початку фінансування);

$ACF_{t-}$  – це остання від'ємна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.);

$ACF_{t+}$  – це перша позитивна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.).

$$T_{ок} = 1 + \frac{20410}{20410 + 15172} = 1,57.$$

Отже, визначено, що період окупності інвестицій складає 1,57 років.

### **5.10 Висновки**

За розглянутими пунктами можна побачити, що даний стартап-проект є прибутковим, а найголовніше, – ефективним рішенням питання побутових відходів в Україні. Крім цього реалізація даного проекту може покласти початок масовості використання теплових насосів у промисловості України. Для реалізації проекту необхідно інвестувати 19205 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 1,57 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 5,62 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію. Дана технологія є інноваційною для нашої країни, і її впровадження дозволить покращити екологічну ситуацію, що пов'язана із відведенням значних площ земельних ділянок під сміттєзвалища. Розвиток даного проекту дозволить в подальшому знизити витрати палива на традиційні теплогенеруючі установки, оскільки теплота, утворена під час згоряння побутових відходів, може бути використана для потреб теплопостачання, а автономність підприємства за теплою може бути забезпечена за рахунок утилізації низькопотенційної теплоти стічних побутових вод.

## ВИСНОВКИ

У магістерській дисертації були розглянуті шляхи підвищення ефективності систем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів та додаткових джерел енергії. У результаті було розроблено три теплонасосні системи теплопостачання з різними низькопотенційними джерелами теплоти та проведено термодинамічний аналіз кожної з них: за утилізації теплоти стічних вод; за використання теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії; за використання теплоти вентиляційного і атмосферного повітря.

Актуальність даної роботи полягає в тому, що в ній пропонуються цілком реальні шляхи реалізації теплопостачання з використанням теплонасосних технологій в кліматичних та соціальних умовах України. Мається на увазі, що утилізація додаткової низькопотенційної теплоти дозволяє знизити затрати зовнішньої енергії з боку теплового насоса і, як наслідок, зменшити термін окупності системи теплопостачання в цілому. Адже, хоча теплові насоси і набули широкого розповсюдження в світовій практиці, високі капіталовкладення при встановленні теплонасосної системи теплопостачання часто вводять рядового українського споживача в оману, змушуючи його обирати дешевше, але менш економічне з точки зору енергетичних ресурсів, традиційне теплогенеруюче устаткування (електричні, твердопаливні, газові котли тощо). Оскільки у кліматичних умовах України на забезпечення опалення виробничих, адміністративних і житлових будівель використовуються близько 40 % паливно-енергетичних ресурсів, що споживається в країні і що свідчить про низьку ефективність та застарілість наявного теплогенеруючого обладнання, вищезазначена ситуація явно протистоїть світовому прогресу. Дослідження способів покращення ефективності роботи теплонасосних систем та зниження собівартості теплової енергії, яка ними генерується, – один із шляхів, який давно був обраний усіма передовими країнами світу.

У роботі проведено аналіз сучасного стану систем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів та шляхів підвищення їх енергоефективності. Вибір повітряних теплових насосів у якості основного джерела теплової енергії виправдано загальною доступністю повітря як джерела низькопотенційної теплоти, а також низькими капіталовкладеннями при проектуванні даних систем теплопостачання. Також були розглянуті сфери, у яких забезпечується раціональне використання теплових насосів у реаліях нашої країни, та напрями удосконалення повітряних теплонасосних систем. На основі вказаних у роботі прикладів можна зазначити, що теплонасосна технологія отримання теплоти, завдяки високій енергетичній ефективності,



дозволяє не тільки зменшити затрати коштовних традиційних видів палива, але і значно знизити забруднення навколишнього середовища та вирішити актуальні сучасні соціальні проблеми.

Для доведення теоретичної ефективності використання повітряних теплонасосних систем теплопостачання було проведено термодинамічні порівняльні аналізи, а також виконано розрахунок теплопостачання реального соціального об'єкта із застосуванням однієї з розроблених теплонасосних схем. На основі отриманих результатів зроблено наступні висновки:

1. Для сучасного економічного становища в Україні повітряні теплонасосні технології є більш привабливими, незважаючи на існуючі проблеми їх застосування за низьких розрахункових температур, притаманних нашій країні.

2. Додаткове комбінування повітряних теплових насосів з іншими низькопотенційними джерелами теплоти веде не тільки до підвищення ефективності роботи перших, але може давати економію капіталовкладень за використання останніх (наприклад, зменшення площі сонячних колекторів). Варіанти таких комбінацій залежать від призначення та розташування будівлі, але в більшості випадків вони присутні та завжди дають економічний ефект у довгостроковій перспективі.

3. Теплонасосна схема з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря виявилась найбільш енергоефективною серед розроблених у даній роботі. Проте її ефективність може бути досягнуто лише за умови високого значення відносного вкладу потреб теплоти на вентиляцію в загальному теплопостачанні об'єкта. Схема з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії є більш капіталозатратною, адже, у порівнянні з двома іншими, вона потребує більш коштовне обладнання для утилізації додаткового джерела енергії у вигляді сонячного випромінювання. Схема з утилізацією теплоти стічних вод може бути ефективною в неширокому колі об'єктів, таких як готелі або пральні, тому що додаткове джерело теплоти у вигляді стічних вод не є поширеним.

4. Встановлено, що теплонасосно-рекуператорна схема теплопостачання розглянутої школи дозволяє використовувати лише один тепловий насос протягом 53 % всього опалювального періоду, тобто коли температура зовнішнього повітря не нижче 0 °С. Згідно з аналізом кліматологічних даних для м. Житомира виявлено, що теплопостачання шкільної будівлі можливо здійснювати за допомогою лише одного теплового насоса та одного резервного, що буде виконувати роль пікового джерела теплоти.

5. За результатами моделювання роботи системи вентиляції в актовому залі школи було виявлено, що варіант з дванадцятьма розподільчими решітками за верхнього підведення та

відведення вентиляційного повітря є найбільш оптимальним та дає змогу підтримувати необхідні санітарні умови всередині приміщення

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Гершкович В. Ф. Ключ к полномасштабному энергосбережению в украинской коммунальной энергетике // Энергосбережение в зданиях. – 2015. – № 1. – с. 32-43.
2. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Богданович Л. С., Клепанда А. С. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – №3. – с. 20-31.
3. Чиркин Н. Б., Шерстов Е. В., Клепанда А. С., Несвитайло В. А. Некоторые особенности проектирования и эксплуатации теплонасосных систем теплоснабжения. Часть 1. О требуемой тепловой нагрузке системы и мощности теплового насоса // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – №6. – с. 27-36.
4. Степаненко В. А. Тепловые насосы: потенциал для снижения потребления электроэнергии в основных секторах экономики // Тепловые насосы. – 2015. – №3. – с. 44-48.
5. Жидович И. С., Трутаев В. И. Системный подход к оценке эффективности тепловых насосов // Новости теплоснабжения. – 2012. – № 4. – с. 53-55.
6. Мацевитый Ю. М., Богданович Л. С., Клепанда А. С., Чиркин Н. Б. О внедрении в экономику Украины нетрадиционных источников теплоты на базе тепловых насосов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – №8. – с. 12-25.
7. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы: Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
8. Горнов В. В. К вопросу применения воздушных теплонасосных систем в Украине // Тепловые насосы. – 2015. – №3. – с. 30-34.
9. Конеченков А. М., Опухова П. Д. Об условиях, которые определяют экономическую эффективность использования тепловых насосов в Украине // Терминал. – 2016. – №13. – с. 18-29.
10. Безродний М. К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272с.
11. Mills, D. Boom-time for renewable energy in Europe // Solar Progress. – 2015. – Vol. 21, № 2. – p. 14-23.
12. Безродний М. К. Теплові насоси та їх використання [Текст] : навч. посіб. / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра. – К.: НТУУ «КПІ», 2013. – 312 с.

13. Безродний М. К. Енергетична ефективність комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення та вентиляції [Текст] / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2011. – № 1. – с. 19-25.
14. Безродний М. К. Енергетична ефективність теплонасосних схем тепlopостачання [Текст] / М. К. Безродний, Н. О. Притула. – К.: НТУУ “КПІ”, 2012. – 208 с.
15. Yu-Yuan Hsieh, Yi-Hung Chuang, Tung-Fu Hou, Bin-Juine Huang. A study of heat-pump fresh air exchanger // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 132, №5. – p. 708-718.
16. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
17. Steward F. R. Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat / F. R. Steward // Energy Conversion Mgmt. – 1984. – Vol. 24, № 2. – p. 123-129.
18. Шубин Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов [Текст] / Е. П. Шубин. – М: Энергия, 1979. – 359 с.
19. Офіційний веб-сайт підприємства: <http://www.mitsubishielectric.com.ua/>
20. Дані з Інтернет ресурсу: <https://www.meteoblue.com/>
21. Дані з Інтернет ресурсу: <http://tke.org.ua/>
22. Дані з Інтернет ресурсу: <http://www.ztoe.com.ua/>

## ДОДАТОК А

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного  
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

\_\_\_\_\_ Є. М. Письменний

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ЗАТВЕРДЖУЮ

\_\_\_\_\_ (керівник підприємства,

\_\_\_\_\_ організації)

\_\_\_\_\_ (ініціали, прізвище)  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

«Підвищення ефективності систем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів та додаткових джерел енергії»

## 1. Термін виконання роботи

Початок – 01.09. 2018 р.

Закінчення – 16.05. 2019 р.

## 2. Обґрунтування для виконання роботи

Аналіз термодинамічної ефективності повітряних теплонасосних систем теплопостачання з різними додатковими джерелами теплоти: опалення, вентиляція та кондиціювання повітря у відповідно холодний та теплий періоди року; знаходження оптимальних умов та режимів роботи установок та їх порівняння

## 3. Мета роботи

Проаналізувати сучасний стан систем теплопостачання на базі теплових насосів та шляхи підвищення їх енергоефективності; оцінити ефективність повітряних теплонасосних схем з різними додатковими джерелами теплоти; дослідити розподіл повітря в приміщенні об'єкта з однією з комбінованих теплонасосних схем

## 4. Зміст основних етапів виконання роботи

Отримання завдання. Літературний огляд. Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем теплопостачання з різними джерелами теплоти. Порівняльний аналіз різних схем. Порівняння базової схеми із найбільш ефективною. Дослідження розподілу повітря в приміщенні об'єкта з однією з комбінованих теплонасосних схем. Оформлення та подання дисертації.

## 5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи

5.1. Магістерська дисертація.

5.2. Презентація.

5.3. Довідка про впровадження результатів.

## 6. Порядок розгляду і приймання роботи

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ проф., д.т.н., М.К. Безродний

(підпис) (посада, ініціали, прізвище)

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Виконавець

Студент гр. ТП-71мн,

ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

\_\_\_\_\_ Т.О. Місюра  
(підпис) (ініціали, прізвище)

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г. п.

## ДОДАТОК В

Ф.№3.3

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Місюри Тимофія Олексійовича

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1.	Перспективи проведення досліджень краплинної конденсації	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету, м. Київ, 18–21 квітня 2016 р. У 2 т. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – Т. 1. – С. 160	1 стор.	Гавриш А.С.
2.	Hydrogen economy	Друк	Innovations in Science and Technology: the XVII All-Ukrainian R&D Students Conference Proceeding, (Kyiv, November 22, 2016) / National Technical University of Ukraine 'Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute'. – Part I. – Kyiv, 2016. – P. 102	1 стор.	Барабаш П.О. Бойко І.В.
3.	Перспективи отримання супергідрофобних поверхонь для інтенсифікації процесу конденсації	На правах рукопису	Робота на XVI Всеукраїнський конкурс «Молодь – енергетиці України – 2016: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків»	18 стор	Гавриш А.С.

1	2	3	4	5	6
4.	О перспективах применения супергидрофобных поверхностей	Друк	Труды юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену Фундаментальные и прикладные проблемы теплообмена и XXI школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках, 22-26 мая 2017 года, Санкт-Петербург в 2 т.	2 стор.	Гавриш А.С. Шевченко А.Н.
5.	Термодинамічна ефективність утилізації теплоти стічних вод у теплонасосній схемі опалення та вентиляції	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2017 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – Т. 1. – С. 158	1 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
6.	Термодинамічна ефективність утилізації теплоти стічних вод у теплонасосній схемі опалення та вентиляції	Друк	Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції, 20-21 червня 2017 р., м. Харків. – Х.: ХНУ імені В.Н. Каразіна. – С. 38	1 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
7.	До другого закону термодинаміки	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. ІгоряСікорського, 2018. – Т. 1. – 260 с.	1 стор.	Куделя П.П.



1	2	3	4	5	6
8.	Термодинамічна ефективність утилізації теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії у теплонасосній схемі опалення	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – 260 с.	1 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
9.	Analysis of the efficiency of the heat pump heating system utilizing the heat of atmospheric air and solar energy	Друк	Science and Technology of the XXI Century : the XVIII All-Ukrainian Students R&D Conference Proceeding, (Kyiv, December 07, 2017) / National Technical University of Ukraine 'Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute'. – Part I. – Kyiv, 2017. – 240 p.	2 стор.	Безродний М.К. Шиліна Л.І.
10.	Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії	Електронне видання	Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність в галузях економіки України-2017»: 25-28 жовтня 2017 р., м. Вінниця - Режим доступу: <a href="https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/egeu2017/paper/view/3335">https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/egeu2017/paper/view/3335</a>	3 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
11.	Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії	Друк	Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Енергетика <i>економіка, технології, екологія</i> науковий журнал № 4 (50) – 2017	10 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
12.	Термодинамічна ефективність утилізації теплоти стічних вод у теплонасосній схемі опалення та вентиляції	Друк	Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2017. — 544 с.	2 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
13.	Thermodynamic efficiency of combined heat pump system of heating and ventilation with use of heat of ventilating emissions and wastewater	Друк	East European Scientific Journal (Warsaw, Poland) #2 (30), 2018 part 2	8 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.

1	2	3	4	5	6
14.	Ефективність теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря	Друк	Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Наукові вісті № 6 – 2018	11 стор.	Безродний М.К.
15.	Thermodynamic analysis of a heat pump recuperative heating and ventilation system which utilizes the heat of ventilation and atmospheric air	Друк	Science and Technology of the XXI Century : the XIX All-Ukrainian Students R&D Conference Proceeding, (Kyiv, November 29, 2018) / National Technical University of Ukraine „Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”. – Part I. – Kyiv, 2018. – 160 p.	2 стор.	Безродний М.К. Лисенко Т.П.
16.	<u>Термодинамічний аналіз теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря</u>	Електронне видання	Міжнародна науково-технічна конференція «Інноваційні технології в будівництві-2018»: 14-15 листопада 2018 р., м. Вінниця - Режим доступу: <a href="https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/itb2018/index">https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/itb2018/index</a>	3 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
17.	Термодинамічна ефективність утилізації теплоти вентиляційного і атмосферного повітря у теплонасосно-рекуператорній схемі опалення та вентиляції	Друк	Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2018. — 478 с.	2 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.

Автор

Місюра Т. О.  
(ініціали, прізвище)